

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

*Рекомендовано в качестве учебно-методического пособия
Редакционно-издательским советом
Томского политехнического университета*

Издательство
Томского политехнического университета
2020

УДК 621.311.2.002.5(075.8)

ББК 31.37-5+31.47-5я73

О-22

Авторы

А.В. Воробьев, Д.В. Гвоздяков, С.В. Лавриненко,

А.А. Матвеева, К.В. Слюсарский

Оборудование тепловых и атомных электрических станций : учебно-методическое пособие / А.В. Воробьев, Д.В. Гвоздяков, С.В. Лавриненко и др. ; Томский политехнический университет. – Томск : Изд-во Томского политехнического университета, 2020. – 114 с.

В пособии представлены теоретические материалы, дополненные информативной частью прикладного характера, для изучения основного и вспомогательного оборудования тепловых и атомных электрических станций. Рассмотрены теплогидравлические режимы теплообменных аппаратов, характеристики нагнетательного оборудования. Отдельное внимание уделено вопросам изучения конструкции паропроизводящего теплообменного оборудования, циркуляционных и конденсатных насосов, а также дутьевого вентилятора.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлениям 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», 13.03.03 «Энергетическое машиностроение», 14.05.02 «Атомные станции: проектирование, эксплуатация и инжиниринг».

УДК 621.311.2.002.5(075.8)

ББК 31.37-5+31.47-5я73

Рецензенты

Доктор технических наук ведущий
научный сотрудник Института теплофизики
им. С.С. Кутателадзе СО РАН,

заведующий кафедрой теплоэнергетики Института энергетики
Кузбасского государственного технического университета

А.Р. Богомолов

Доктор технических наук
заведующий отделением парогенераторов
и топочных устройств ОАО «ВТИ»

А.Н. Тутов

© ФГАОУ ВО НИ ТПУ, 2020

© Авторы, 2020

© Оформление. Издательство Томского
политехнического университета, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И tQ -ДИАГРАММА ПАРПРОИЗВОДЯЩЕЙ УСТАНОВКИ.....	5
2. ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПАРГЕНЕРИРУЮЩЕГО КАНАЛА	10
3. ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА	16
4. КОНСТРУКЦИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРГЕНЕРАТОРА НАСЫЩЕННОГО ПАРА ПГВ-1000 ЭНЕРГОБЛОКА ВВЭР-1000...21	
5. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТНЫХ НАСОСОВ.....	31
6. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ	42
7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВИХРЕВОГО (ЦЕНТРОБЕЖНОГО) НАСОСА	56
8. ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ВИХРЕВЫХ НАСОСОВ.....	69
9. ИСПЫТАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРА.....	83
10. ИСПЫТАНИЯ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА	92
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	110
ПРИЛОЖЕНИЕ. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ОТЧЕТА.....	111

ВВЕДЕНИЕ

В нашей стране значительная часть тепловой и электрической энергии производится на тепловых и атомных электрических станциях.

Исследованию процессов генерации тепловой энергии посвящено достаточно большое количество работ. При этом обобщающих зависимостей, описывающих процессы в конкретном оборудовании станции крайне мало. Информация и практические примеры конструкции, принципов работы, условий и режимов является актуальной для специалистов, занимающихся проектно-расчетными и экспериментально-исследовательскими работами и студентов, не имеющих достаточного опыта и знаний в данной области.

Важнейшим оборудованием тепловых и атомных электрических станций, обеспечивающим бесперебойную и надежную работу, являются паропроизводящие установки и нагнетательные устройства (насосы, вентиляторы). От их конструктивных и эксплуатационных характеристик зависит обеспечение надежной и безопасной эксплуатации энергоблоков.

Учебно-методическое пособие содержит исчерпывающие материалы по методике составления и расчета тепловых балансов паропроизводящих установок, их конструкцию, а также принципы работы различных конденсатных и питательных насосов и дутьевых аппаратов. Особое внимание уделяется изучению конструкций и режимов работы оборудования с применением лабораторных установок расположенных на базе учебно-лабораторного комплекса атомных и тепловых электростанций и специализированного программного обеспечения.

Материалы, изложенные в учебно-методическом пособии предназначены для обучающихся по направлениям подготовки: 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника, 13.03.03 Энергетическое машиностроение, 14.05.02 Атомные станции: проектирование, эксплуатация и инжиниринг. Может быть полезно для сотрудников генерирующих организаций, слушателей курсов повышения квалификации профильных предприятий, а также широкого круга лиц, интересующихся современными технологиями производства тепловой и электрической энергии.

1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И tQ -ДИАГРАММА ПАРПРОИЗВОДЯЩЕЙ УСТАНОВКИ

Введение

Уравнения теплового и материального балансов определяют количество тепла, передаваемое как в целом в парогенераторную установку, так и в его отдельных поверхностях: экономайзере, испарителе, пароперегревателе и промежуточном пароперегревателе. Структура системы уравнения теплового и материального балансов парогенераторной установки составляется в соответствии с его теплотехнической схемой.

В соответствии с выбранной тепловой схемой парогенераторной установки и на основе решения уравнений балансов строится tQ -диаграмма. Эта диаграмма представляет собой графическое представление распределения температур сред и температурных напоров по участкам тепловой мощности парогенераторной установки.

При построении диаграммы допускается, что средние теплоемкости теплообменивающихся сред (теплоносителя и рабочего тела) в диапазоне изменения температур и давление теплоносителя постоянны, что приводит к линейной зависимости при однофазном состоянии среды (жидкости или пара).

Для однофазной среды наклон линии изменения температур определяется зависимостью. В обогреваемых водой парогенераторных установках больший по сравнению с питательной водой расход теплоносителя объясняет и меньший наклон его линии температур на экономайзерном участке.

На испарительном участке температура пароводяной смеси равна температуре насыщения. В соответствии со снижением давления эта температура уменьшается. При отсутствии данных о потере давления при движении пароводяной смеси допускается на tQ -диаграмме оставлять температуру насыщения неизменной.

Цель работы

Целью лабораторной работы является tQ – освоение методики расчета тепловых балансов парогенераторной установки и построения его диаграммы, выявление и оценка факторов, определяющих давление рабочего тела.

Исходные данные

Исходные данные для выполнения лабораторной работы взять по таблице исходных данных к курсовому проекту, потерями давления в элементах парогенераторной установки пренебречь.

Порядок выполнения работы

Условия работы для следующих вариантов:

1) Варианты 1–4. Прямоточная парогенераторная установка с жидкометаллическим теплоносителем для выработки перегретого пара состоит из скомпонованных в одном модуле экономайзера-испарителя-пароперегревателя (Эк+И+ПЕ).

2) Варианты 5–8. Прямоточная парогенераторная установка с жидкометаллическим теплоносителем для выработки перегретого пара состоит из скомпонованных в отдельные модули экономайзера-испарителя (Эк+И) и основного пароперегревателя (ПЕ).

3) Варианты 9–14. Прямоточная парогенераторная установка с жидкометаллическим теплоносителем для выработки перегретого пара состоит из скомпонованных в общем корпусе экономайзера (Эк), испарителя (И) и основного пароперегревателя (ПЕ).

4) Варианты 15–17. Прямоточная парогенераторная установка с жидкометаллическим теплоносителем для выработки перегретого пара состоит из скомпонованных в отдельные модули экономайзера-испарителя (Эк+И) и основного пароперегревателя (ПЕ).

5) Варианты 18–20. Прямоточная парогенераторная установка с жидкометаллическим теплоносителем для выработки перегретого пара состоит из скомпонованных в общем корпусе экономайзера (Эк), испарителя (И) и основного пароперегревателя (ПЕ).

6) Варианты 21–35. Парогенераторная установка с водяным теплоносителем для выработки насыщенного пара с естественной циркуляцией рабочего тела в испарителе. Имеет (может не иметь) экономайзерный участок (Эк). Рабочее тело омывает трубки парогенераторной установки снаружи, теплоноситель движется в трубках. Схема относительного движения теплоносителя и рабочего тела – противоток.

7) Варианты 36–40. Прямоточная парогенераторная установка с водяным теплоносителем для выработки перегретого пара состоит из скомпонованных в общем корпусе экономайзера (Эк), испарителя (И) и основного пароперегревателя (ПЕ).

Ручным расчетом необходимо:

- составить тепловой баланс парогенератора (определить тепловую мощность Q);
- построить t - Q – диаграмму;
- определить минимальный температурный напор в испарителе $\Delta t_{\text{и.мин}}$;
- найти средние температуры теплоносителя, рабочего тела и средние температурные напоры во всех характерных элементах парогенераторной установки;

- рассчитать необходимое число труб $n_{\text{ТР}}$.
 Проверку полученных результатов выполнить при помощи моделирующего комплекса «Тепловые балансы и tQ-диаграмма» (рис. 1.1–1.3).

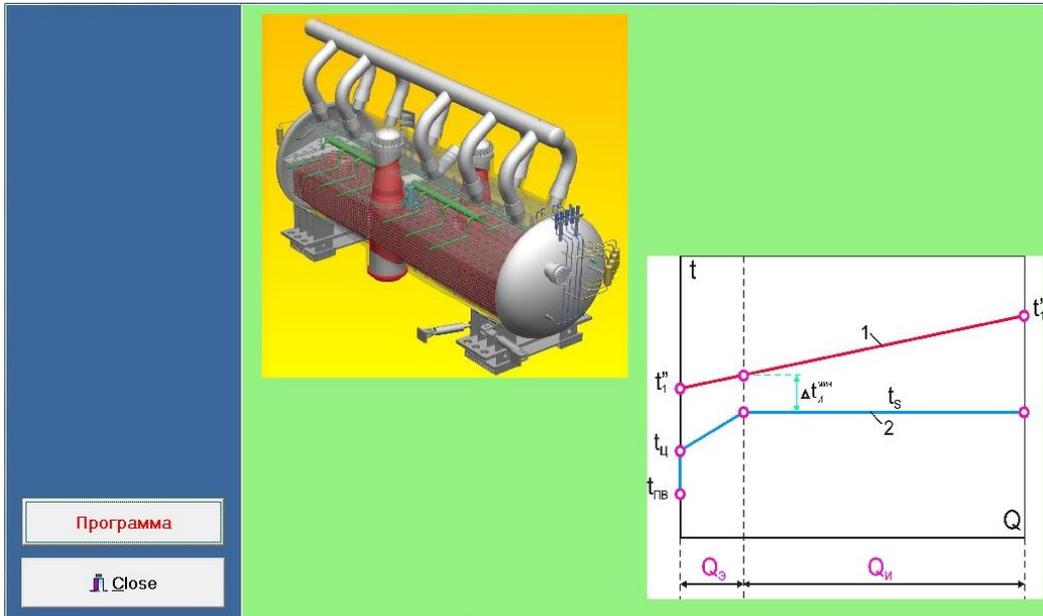


Рис. 1.1. Интерфейс моделирующего комплекса «Тепловые балансы и tQ-диаграмма». Общий вид рабочего окна программы

Лабораторная работа "Тепловой баланс и tQ-диаграмма"

D , кг/с = 150
 $P_{рт}$, МПа = 6
 $T_{пар}$, гр.Ц. = 530
 $T_{тв}$, гр.Ц. = 220
 $P_{тн}$, МПа = 15,5
 $T'_{тн}$, гр.Ц. = 555
 $T''_{тн}$, гр.Ц. = 315
 $D_{пп}$, кг/с = 50
 $P_{пп}$, МПа = 2,5
 $T_{пп.вх}$, гр.Ц. = 360
 $X_{пп.вх}$ = 2
 $T_{пп.вых}$, гр.Ц. = 505
 $A_{лр}$, % = 0,6
 $\gamma_{ц}$ = 6

Теплоноситель
 вода
 натрий
 калий
 свинец
 гелий
 CO2
 44.5%Pb+55.5%Bi

Структура схемы
 ЭК + И
 ЭК + И + ПЕ
 ЭК + И + ПЕ + ПП

Схема ПП
 ПП || ПЕ
 ПП || И
 ПП || ЭК
 ПП || ЭК+И
 ЭК - И - ПЕ - ПП
 ЭК - И - ПП - ПЕ

Тип испарителя
 ЕЦ
 прямоточный

$G_{тн}$, кг/с
 $Q_{рг}$, МВт
 $G_{ек}$, кг/с
 $Q_{ек}$, МВт
 $G_{ис}$, кг/с
 $Q_{ис}$, МВт
 $G_{ре}$, кг/с
 $Q_{ре}$, МВт
 $G_{пр}$, кг/с
 $Q_{пр}$, МВт
 dT_{minIS} , гр.Ц.
 $T_{тнIsE}$, гр.Ц.
 $T_{тнPeE}$, гр.Ц.
 $T_{тнPpE}$, гр.Ц.
 T_z , гр.Ц.

Главная Calc Close

Рис. 1.2. Интерфейс моделирующего комплекса «Тепловые балансы и tQ-диаграмма». Окно для ввода параметров теплоносителя и рабочего тела

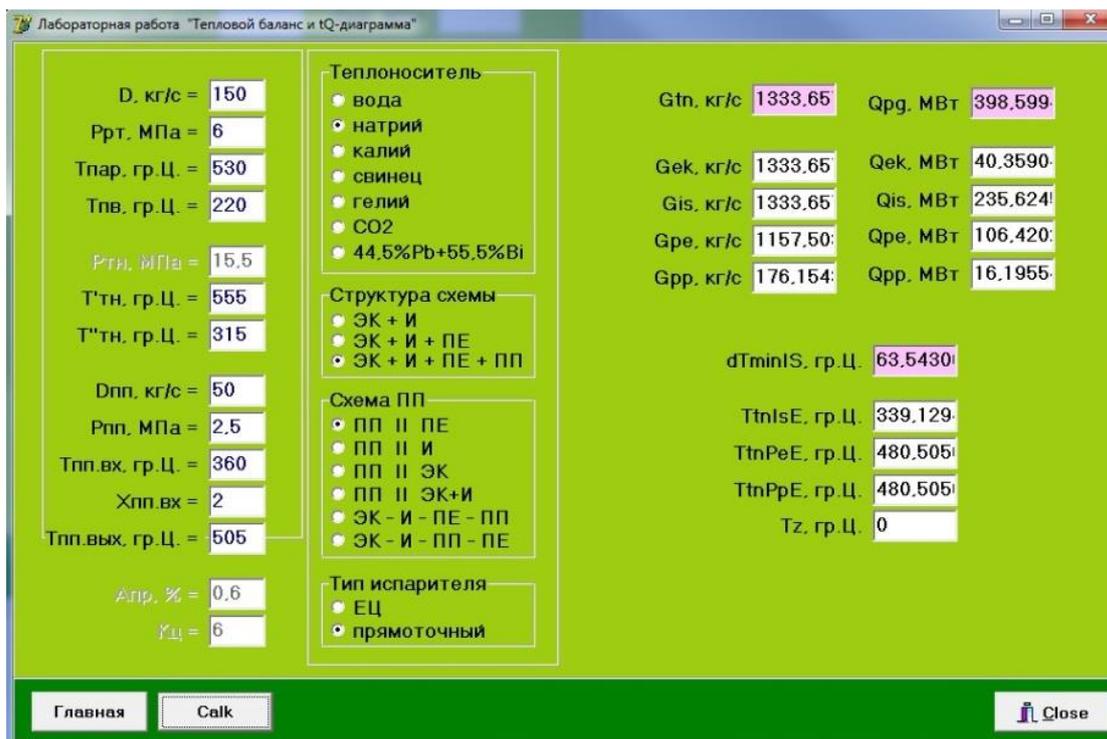


Рис. 1.3. Интерфейс моделирующего комплекса «Тепловые балансы и tQ-диаграмма». Результаты расчета

Требования к отчету

Отчет выполняется в соответствии с требованиями, указанными в ПРИЛОЖЕНИИ.

Контрольные вопросы

1. На какие специфические участки разбивают теплообменную поверхность парогенераторной установки?
2. Дайте определение понятию «Экономайзер».
3. Дайте определение понятию «Испаритель».
4. Дайте определение понятию «Пароперегреватель».
5. Дайте определение понятию «Промежуточный пароперегреватель».
6. Какой элемент поверхности нагрева в обязательном порядке входит в состав парогенераторной установки?
7. Чем объясняется необходимость поддержания высокого давления теплоносителя?
8. Чем объясняется низкий уровень параметров рабочего тела в парогенераторных установках, с водяным теплоносителем?
9. Чем объясняется невысокий уровень давления жидкометаллического теплоносителя?

10. Как объяснить необходимость большого расхода теплоносителя в парогенераторной установке?
11. Каким образом в парогенераторах насыщенного пара практически реализуется теплотехническая схема с экономайзерным участком?
12. Дайте определение понятию «Температура циркуляционной воды».
13. Поясните как выбор минимального температурного напора в испарителе влияет на экономичность цикла паротурбинной установки?
14. Чем объясняется большая разность между температурами входа и выхода жидкометаллического теплоносителя в парогенераторной установке?
15. Почему для парогенераторной установки с жидкометаллическим теплоносителем обычно выбирается прямоточная схема движения рабочего тела в испарителе?

Список литературы

1. Кириллов П.Л. Тепломассообмен в ядерных энергетических установках / П.Л. Кириллов, Г.П. Богословская. – Москва : ИздАт, 2008. – 256 с.
2. Жидкометаллические теплоносители / В.М. Боришанский, С.С. Кутателадзе, И.И. Новиков, О.С. Федынский. – Москва : Энергоатомиздат, 1988.
3. Кокорев Б.В. Парогенераторы ядерных энергетических установок с жидкометаллическим охлаждением / Б.В. Кокорев, В.А. Фарафонов. – Москва : Энергоатомиздат, 1990.
4. Королев В.И. Особенности конструкции, эксплуатации и расчета парогенераторов судов с ЯЭУ / В.И. Королев, А.Ю. Ластовцев. – Санкт-Петербург : Изд-во ГМА им. адм. С.О. Макарова, 2010. – 148 с.
5. Лукасевич Б.И. Парогенераторы реакторных установок ВВЭР для атомных электростанций / Б.И. Лукасевич. – Москва : ИКЦ «Академкнига», 2004. – 391 с.
6. Рассохин Н.Г. Парогенераторные установки атомных электростанций / Н.Г. Рассохин. – Москва : Энергоатомиздат, 1987.
7. Теплофизические свойства материалов ядерной техники : учебно-справочное пособие / под ред. П. Л. Кириллова. – 2-е изд., испр. и доп. – Москва : ИздАт, 2007. – 200 с.
8. Ташлыков О.Л. Выбор основных параметров парогенераторов АЭС. Расчет на прочность / О.Л. Ташлыков. – Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2004. – 52 с.

2. ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩЕГО КАНАЛА

Введение

При некоторых условиях в группе парогенерирующих каналах наблюдается неустойчивость течения, проявляющаяся в колебаниях расхода по отдельным каналам и трубам. Эти колебания вызывают периодические изменения всех основных параметров потока (длин характерных участков, паросодержания и др.), которые, в свою очередь, приводят к изменениям температуры поверхностей нагрева и критического теплового потока. Эта неустойчивость течения в группе каналов может привести к пережогу материала или к усталостному разрушению труб поверхностей нагрева. Вредное влияние неустойчивости на работу паропроизводящего оборудования делает актуальными любые исследования явления неустойчивости. Данная лабораторная работа и посвящена изучению статической неустойчивости ГДХ.

Цель работы

Целью работы является – освоение методики гидравлического расчета при течении в канале двухфазной смеси, выявление и оценка факторов, определяющих его устойчивость.

Порядок выполнения расчетов

Гидродинамической характеристикой (ГДХ) парогенерирующего канала называют зависимость полного гидравлического сопротивления от расхода при стационарном режиме. В реальных теплообменниках отдельные трубы работают не изолированно, а параллельно с другими трубами одинаковой конструкции. Надежность работы труб существенным образом зависит от гидравлической и тепловой разверки. Однако влияние разверки проявляется различно в зависимости от ГДХ, поэтому для каждой из труб (каналов) необходимо располагать гидродинамическими характеристиками. Проведём в качестве примера анализ причин появления неустойчивости течения. В канал длиной, равномерно обогреваемый при средней плотности теплового потока, входит недогретая до насыщения вода, с энтальпией, а из канала выходит насыщенный пар. Для упрощения пароперегревательный участок не рассматривается.

Гидравлическое сопротивление канала в самом общем случае равно сумме гидравлических сопротивлений экономайзерного, испарительного участков и пароперегревательного участков. Наличие того или иного из перечисленных характерных участков легко установить по энтальпии

потока на выходе канала, которая при известной плотности теплового потока q_F определится как

$$h_{\text{ВЫХ}} = h_{\text{ВХ}} + \frac{\pi D_{\text{К}} L_{\text{К}} q_F}{G_{\text{К}}},$$

где $h_{\text{ВЫХ}}$ в кДж/кг; q_F в кВт/м²; $h_{\text{ВХ}}$ – энтальпия воды на входе канала, кДж/кг; $D_{\text{К}}$ – внутренний диаметр канала, м; $L_{\text{К}}$ – длина канала, м; $G_{\text{К}}$ – массовый расход воды через канал, кг/с.

В случае, когда поток недогревается в канале до температуры насыщения $h_{\text{ВЫХ}} \leq h'$, экономайзерный участок занимает всю его длину, то есть $L_{\text{Э}} = L_{\text{К}}$. Здесь h' – энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении в канале, кДж/кг.

Если значение выходной энтальпии лежит в диапазоне $h' < h_{\text{ВЫХ}} \leq h''$, то канал включает экономайзерный и испарительный участки, длины которых определяются очевидными соотношениям

$$L_{\text{Э}} = \frac{G_{\text{К}} \Delta h_{\text{ВХ}}}{\pi D_{\text{К}} q_F}; \quad L_{\text{И}} = L_{\text{К}} - L_{\text{Э}},$$

где h'' – энтальпия пара в состоянии насыщения при давлении в канале, кДж/кг; $\Delta h_{\text{ВХ}}$ – энтальпийный недогрев до состояния насыщения при параметрах воды на входе в канал, кДж/кг.

И наконец, при $h_{\text{ВЫХ}} > h''$ канал будет содержать все три характерные участка. Длина экономайзерного участка находится как в предыдущем случае. Для определения длин испарительного и пароперегревательного участков используются выражения типа

$$L = \frac{G_{\text{К}} r}{\pi D_{\text{К}} q_F}; \quad L_{\text{ПЕ}} = L_{\text{К}} - L_{\text{Э}} - L_{\text{И}},$$

где $r = h'' - h'$ – скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

Первоначально для упрощения при расчете гидравлического сопротивления канала будем учитывать только сопротивление трения. Тогда общие потери давления составят

$$\Delta P = \Delta P_{\text{ТР.Э}} + \Delta P_{\text{ТР.И}} + \Delta P_{\text{ТР.ПЕ}}.$$

Потери давления на трение на экономайзерном участке определяются следующим образом, Па

$$\Delta P_{\text{ТР.Э}} = \zeta_{\text{ОФ}} \frac{L_{\text{Э}}}{D_{\text{К}}} \frac{(\rho \omega)^2}{2\rho'},$$

где ρ' – плотность воды в состоянии насыщения при давлении в канале, кг/м³; $\rho\omega = 4G_K/(\pi D_K^2)$ – массовая скорость, кг/(с*м²); $\zeta_{\text{оф}}$ – коэффициент сопротивления трения для однофазного потока воды. Определяется по формуле:

$$\zeta_{\text{оф}} = 0,11 [S_{\text{ш}}/D_K + 68/\text{Re}]^{0,25},$$

где $\text{Re} = \omega_{\text{вх}} D_K / \nu$ – критерий Рейнольдса, рассчитанный по параметрам воды на входе в канал; $\omega_{\text{вх}} = \rho\omega / \rho_{\text{вх}}$; $\rho_{\text{вх}}$ – плотность воды, кг/м³; ν – коэффициент кинематической вязкости воды, м²/с; $S_{\text{ш}}$ – высота микронеровностей (шероховатость), м.

Потери давления на трение на испарительном участке определяются, Па

$$\Delta P_{\text{тр.и}} = \zeta_{\text{дф}} \frac{L_{\text{и}} (\rho\omega)^2}{D_K 2\rho'} [1 + x_{\text{ср}}(\rho'/\rho'' - 1)],$$

где $\zeta_{\text{дф}}$ – коэффициент сопротивления трения для двухфазного потока; ρ'' – плотность пара в состоянии насыщения при давлении в канале, кг/м³; $x_{\text{ср.и}} = x_{\text{вых.и}}/2$ – среднее массовое паросодержание потока на испарительном участке; $x_{\text{вых.и}}$ – паросодержание потока на выходе испарительного участка.

Коэффициент сопротивления трения для двухфазного потока определяется по формуле:

$$\zeta_{\text{дф}} = \frac{0,04}{\omega_{\text{см}}^{0,25}},$$

где $\omega_{\text{см}} = [1 + x_{\text{ср}}(\rho'/\rho'' - 1)]\omega_0$ – скорость двухфазной смеси, м/с; $\omega_0 = \rho\omega/\rho'$ – скорость циркуляции, м/с.

Паросодержание на выходе испарительного участка определяется с учетом структуры потока, двигающегося в канале:

- если $h_{\text{вых}} > h''$, то $x_{\text{вых.и}} = 1$;
- если $h' < h_{\text{вых}} < h''$, то $x_{\text{вых.и}} = (h_{\text{вых}} - h')/(h'' - h')$.

Потери давления на трение на пароперегревательном участке, если такой имеется, определяются по формуле, аналогичной экономайзерному участку, Па

$$\Delta P_{\text{тр.пе}} = \zeta_{\text{оф}} \frac{L_{\text{пе}} (\rho\omega)^2}{D_K 2\rho_{\text{пе}}},$$

где $\rho_{\text{пе}}$ – плотность перегретого пара при давлении в канале и средней температуре пара $t_{\text{пе}} = (t_{\text{вых}} - t_s)/2$ на пароперегревательном участке,

кг/м³; $t_{\text{ВЫХ}}$ – температура пара на выходе пароперегревательного участка, °С. Определяется по $h_{\text{ВЫХ}}$ и давлению в канале; t_s – температура насыщения при давлении в канале, °С; $\zeta_{\text{ОФ}}$ – коэффициент сопротивления трения для однофазного потока перегретого пара. Определяется по формуле, аналогичной экономайзерному участку

$$\zeta_{\text{ОФ}} = 0,11 [S_{\text{Ш}}/D_{\text{К}} + 68/\text{Re}]^{0,25},$$

где $\text{Re} = \omega_{\text{ПЕ}} D_{\text{К}}/\nu$ – критерий Рейнольдса, рассчитанный по параметрам пара на пароперегревательном участке; $\omega_{\text{ПЕ}} = \rho\omega/\rho_{\text{ПЕ}}$ – скорость пара на пароперегревательном участке, м/с; ν – коэффициент кинематической вязкости перегретого пара, м²/с; $S_{\text{Ш}}$ – высота микронеровностей (шероховатость), м.

После совместных преобразований уравнений (1), (6), (8) и (10) получим

$$\Delta P = AG_{\text{К}} + BG_{\text{К}}^2 + CG_{\text{К}}^3,$$

где A, B, C – постоянные комплексы, включающие теплогидравлические свойства (ρ', ρ'', r, \dots) и конструктивные характеристики ($D_{\text{К}}, L_{\text{К}}, \dots$) канала.

Поскольку гидродинамическая характеристика представляет собой уравнение третьей степени относительно массового расхода, она может иметь три действительных и различных корня, что и будет соответствовать условию неоднозначной статической ГДХ.

Порядок выполнения работы

Для выполнения работы требуется:

- провести вариантыные расчеты гидравлического сопротивления канала при различных недогревах воды $\Delta t_{\text{ВХ}}$ и разных давлениях $p_{\text{ВХ}}$ (не менее 3 уровней);
- выбрать расчетным путем максимально допустимый диаметр уравнительной шайбы $d_{\text{Ш}}$ для обеспечения устойчивой работы канала;
- выполнить сравнительные расчеты гидравлического сопротивления канала при разных (подъемное/опускное) направлениях движения теплоносителя в канале.

Требования к отчету

Отчет выполняется в соответствии с требованиями, указанными в ПРИЛОЖЕНИИ.

В отчете представить следующие результаты:

- результаты расчета оптимального диаметра шайбы;

- графики $\Delta p_K = \varphi(G_K)$ для исходного (без шайбы) и для «зашайбованного» каналов;
- результаты расчетов влияния нивелирного напора (направления движения), недогрева $\Delta t_{ВХ}$ и давления $p_{ВХ}$ на устойчивость работы канала.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируют двухфазные потоки?
2. Дайте определение понятию «Скорость циркуляции».
3. Дайте определение понятию «Массовое паросодержание».
4. Дайте определение понятию «Экономайзерный участок».
5. Дайте определение понятию «Испарительный участок».
6. Дайте определение понятию «Пароперегревательный участок».
7. Дайте определение понятию «Массовое паросодержание».
8. Дайте определение понятию «Неоднозначность ГДХ».
9. Назовите основную причину неустойчивой работы парогенерирующего канала. Чем опасен такой режим?
10. Каким образом можно установить наличие тех или иных характерных участков канала?
11. Как рассчитывают скорость смеси при движении двухфазного потока?
12. Как рассчитывают нивелирные потери давления при движении двухфазного потока?
13. Как рассчитывают потери давления на ускорение потока?
14. Как рассчитывают потери давления в местных сопротивлениях при движении двухфазного потока?
15. Как рассчитывают потери давления на трение при движении двухфазного потока (метод ЦКТИ)?

Список литературы

1. Кириллов П.Л. Тепломассообмен в ядерных энергетических установках / П.Л. Кириллов, Г.П. Богословская. – Москва : ИздАт, 2008. – 256 с.
2. Кириллов П.Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков. – Москва : Энергоатомиздат, 1984, 1990.
3. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление : справочное пособие / С.С. Кутателадзе. – Москва : Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
4. Ривкин С.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара : справочник / С.А. Ривкин, А.А. Александров. – Москва : Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

5. Лукасевич Б.И. Парогенераторы реакторных установок ВВЭР для атомных электростанций / Б.И. Лукасевич. – Москва : ИКЦ «Академкнига», 2004. – 391 с.
6. Рассохин Н.Г. Парогенераторные установки атомных электростанций / Н.Г. Рассохин. – Москва : Энергоатомиздат, 1987.
7. Теплофизические свойства материалов ядерной техники : учебно-справочное пособие / под ред. П. Л. Кириллова. – 2-е изд., испр. и доп. – Москва : ИздАт, 2007. – 200 с.
8. Ташлыков О.Л. Выбор основных параметров парогенераторов АЭС. Расчет на прочность / О.Л. Ташлыков. – Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2004. – 52 с.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Введение

Поверхностные подогреватели (парогенераторы, теплообменники системы регенеративного подогрева питательной воды и др.) оказывают существенное влияние на надежность и экономичность работы тепловых и атомных электростанций. В результате изменения режима работы изменяются расходы и параметры греющих и нагреваемых потоков, проходящих через подогреватели. При этом происходит изменение основных характеристик подогревателей (нагрева, гидравлического сопротивления и др.).

Цель работы

Настоящая работа преследует следующие цели:

- знакомство с методикой расчетного определения гидравлической характеристики поверхностного теплообменника;
- определение фактической гидравлической характеристики поверхностного теплообменника;
- оценка абсолютной и относительной погрешности косвенно определяемого коэффициента гидравлического сопротивления $k_{\text{ЭКС}}$.

Исходные данные (включая описание и характеристики лабораторного стенда и/или ПО).

Исследуемый объект – 8-ходовой горизонтальный поверхностный подогреватель (рис. 3.1). В каждом ходе расположено по одной трубке с внутренним диаметром $d_{\text{вн}} = 8,5$ мм. Длина трубок $l = 605$ мм. Материал трубок – нержавеющая сталь.

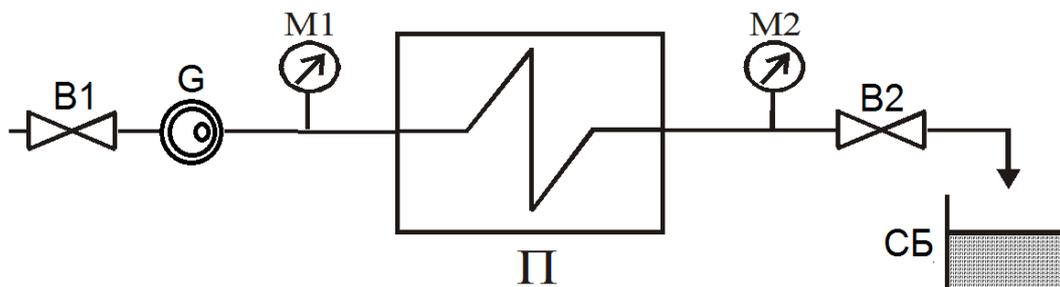


Рис. 3.1. Схема лабораторного стенда:

П – подогреватель; В1 и В2 – регулирующие вентили на входе и выходе теплообменника; СБ – сливной бак;

М1, М2 – манометры на входе и выходе теплообменника; G – расходомер

Условные обозначения

- p – давление, кгс/см² или МПа;
 H – напор, м;
 V_B – объем воды, зафиксированный в опыте за контрольный интервал времени, л или м³;
 Q_B – объемный расход воды, л/с или м³/с;
 t_n – контрольный интервал времени, в течении которого фиксируется число оборотов n_g малой стрелки расходомера, с;
 v_1 – объем воды, соответствующий одному обороту малой стрелки расходомера, л/с;
 $V_B = v_1 n_g$ – объем воды, поданный в подогреватель за интервал времени t_n (за n_g оборотов малой стрелки), л или м³;
 G_B – массовый расход воды, кг/с;
 ρ – плотность воды, кг/м³;
 w – скорость воды, м/с;
 l – длина трубки подогревателя, м;
 $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубки, м;
 f – проходное сечение одной трубки, м²;
 z – число ходов в подогревателе по внутритрубному пространству.

Порядок выполнения работы

На лабораторном стенде по исследованию гидравлических режимов поверхностного подогревателя П (рис. 3.1) с помощью регулирующего вентиля В1 на линии подачи воды (В2 на линии слива воды) ступенчато изменяют расход воды через подогреватель.

На каждом режиме после стабилизации показаний манометров М1 и М2 фиксируют:

- число оборотов n_g стрелки расходомера G в течении заданного наперед времени t_n ;
- давления воды на входе p_1 и выходе p_2 подогревателя по показаниям манометров М1 и М2.

Результаты измерений заносят в табл. 3.1. Для устранения ошибок для каждого режима целесообразно провести несколько измерений числа оборотов n_g и взять средний результат.

Таблица 3.1

Опытные данные

Обозначения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p_1 , МПа										
p_2 , МПа										
n_g , об.										
t_n , с										

После проведения опытов заполняют табл. 3.2, вычисляя для каждой опытной точки:

- объемный расход воды $Q_B = n_g v_1 / t_n = V_B / t_n$ (Q_B – в л/с; v_1 – в л);
- скорости воды в трубках $w = Q_B / f$ (Q_B – в м³/с; f – в м²);
- гидравлическое сопротивление подогревателя в единицах давления $\Delta p_{\text{экс}} = p_1 - p_2$ и в единицах напора $\Delta H_{\text{экс}} = \Delta p_{\text{экс}} / (\rho g)$.

По данным этой таблицы в масштабе строят графическую зависимость гидравлического сопротивления $\Delta p_{\text{экс}}$ от расхода Q_B или от скорости w .

На основе уравнения гидравлической характеристики подогревателя $k_{\text{экс}} = \Delta p_{\text{экс}} / Q^2$ для каждой опытной точки определяют экспериментальный коэффициент сопротивления $k_{\text{экс}}$. В качестве окончательного значения принимают среднее арифметическое значение из значений $k_{\text{экс}i}$ для всех опытных точек.

Для нескольких опытных точек определяют расчетным путем гидравлическое сопротивление подогревателя $\Delta p_{\text{рас}}$ и расчетный коэффициент сопротивления $k_{\text{рас}}$. При этом используют конструктивные характеристики подогревателя, приведенные выше.

Гидравлическое сопротивление подогревателя рассчитывают по формуле, учитывающей геометрические характеристики подогревателя и траекторию движения воды в нем.

$$\Delta p_{\text{рас}} = \left(\xi_{\text{тр}} \frac{lz}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi_{\text{м}} \right) \frac{\rho w^2}{2} = \left(\xi_{\text{тр}} \frac{lz}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi_{\text{м}} \right) \frac{\rho (Q_B \cdot 10^{-3})^2}{2f^2} = k_{\text{рас}} Q^2, \quad (1)$$

где Q_B – в л/с

Отсюда коэффициент гидравлического сопротивления подогревателя, МПа·с²/л²:

$$k_{\text{рас}} = \left(\xi_{\text{тр}} \frac{lz}{d_{\text{вн}}} + \sum \xi_{\text{м}} \right) \frac{\rho}{2f^2} \cdot 10^{-6},$$

где $\xi_{\text{тр}} = 0,11[(\Delta/d_{\text{вн}}) + [68/\text{Re}]]^{0,25}$ – коэффициент трения; $\sum \xi_{\text{м}}$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений. Отдельные коэффициенты местных сопротивлений $\xi_{\text{м}}$ принимают равными:

- 0,5 для входа в трубки;
- 1,0 для выхода из трубок;
- 2,5 для поворота в водяной камере подогревателя на 180°.

Полученные значения $\Delta p_{\text{рас}}$ и $k_{\text{рас}}$ заносят в общую табл. 3.2 и отмечают на графике.

Таблица результатов

Обозначения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_v , л/с										
w , м/с										
$\Delta p_{\text{экс}}$, МПа										
$k_{\text{экс}}$, кг/м'										
$\Delta p_{\text{рас}}$, МПа										
$k_{\text{рас}}$, кг/м'										

На основе опытной зависимости и расчетных точек дается детальный анализ изменения представленных параметров в зависимости от расхода воды через подогреватель. В случае расхождения экспериментальной зависимости с расчетными точками, объяснить возможную причину этого расхождения.

Требования к отчету

Отчет выполняется в соответствии с требованиями, указанными в ПРИЛОЖЕНИИ. В отчете указать: схему установки с точками измерения параметров, табл. 3.1 и 3.2, подробный расчет гидравлического сопротивления подогревателя, графическую зависимость $\Delta p_{\text{экс}}$ и анализ результатов.

Контрольные вопросы

1. Что такое теплообменный аппарат?
2. Назовите основные элементы поверхностного теплообменника.
3. Какие местные сопротивления могут быть в теплообменных аппаратах?
4. Из каких материалов изготавливается теплообменное оборудование электрических станций?
5. Влияет ли температура среды на величину потерь давления?
6. Перечислите единицы измерения давления.
7. Каким образом длина теплообменных труб влияет на потери давления?
8. Влияет ли шероховатость поверхности на скорость движения среды?
9. Запишите выражение для расчета тепловой мощности теплообменного аппарата поверхностного типа.
10. Что называют коэффициентом сопротивления?
11. Как определяется гидравлическое сопротивление подогревателя опытным путем?
12. Как определяется гидравлическое сопротивление подогревателя расчетным путем?

13. Как изменяется гидравлическое сопротивление подогревателя при изменении расхода воды через него?
14. Что учитывает коэффициент местного сопротивления?
15. Что учитывает коэффициент сопротивления трения?
16. На каких участках учитываются местные сопротивления в поверхностных подогревателях?

Список литературы

1. Кириллов П.Л. Теплообмен в ядерных энергетических установках / П.Л. Кириллов, Г.П. Богословская. – Москва : ИздАт, 2008. – 256 с.
2. Кириллов П.Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков. – Москва : Энергоатомиздат, 1984, 1990.
3. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление : справочное пособие / С.С. Кутателадзе. – Москва : Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
4. Ривкин С.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара : справочник / С.А. Ривкин, А.А. Александров. – Москва : Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.

4. КОНСТРУКЦИЯ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА НАСЫЩЕННОГО ПАРА ПГВ-1000 ЭНЕРГОБЛОКА ВВЭР-1000

Введение

Парогенератор ПГВ-1000М предназначен для выработки насыщенного пара давлением 64 кг/см^2 с влажностью $0,2 \%$ при температуре питательной воды $220 \text{ }^\circ\text{C}$ (в режиме без ПВД $164 \pm 4 \text{ }^\circ\text{C}$) в составе энергоблока АЭС с водо-водяным энергетическим реактором ВВЭР-1000 и является составной частью циркуляционного контура.

В настоящее время, парогенераторы ПГВ-1000М изготавливаются на заводе ЗИО (завод имени Орджоникидзе г. Подольск).

Конструктивное исполнение парогенераторов ПГВ-1000М принято исходя из следующих основных требований к парогенераторам АЭС:

- технологическая отработанность конструкции (освоенность производства);
- обеспечение надёжного расхолаживания реактора при минимальных разностях высотных отметок между реактором и парогенератором;
- обеспечение охлаждения теплоносителя первого контура до требуемого уровня температур во всех проектных режимах;
- обеспечение резервирования подачи питательной воды в ПГ по отдельной линии;
- габаритные размеры обеспечивают транспортировку по железным дорогам;
- соединения элементов и деталей ПГ должны обеспечивать плотность, исключаящую возможность перетечек из одного контура в другой.

Парогенератор ПГВ-1000М – горизонтальный, однокорпусный, с погружённой в воду 2-го контура трубчатой поверхностью теплообмена и встроенными паросепарационными устройствами, системой раздачи питательной воды, паровым коллектором, с погружённым дырчатым листом, системой раздачи аварийной питательной воды.

Цель работы

Изучение конструкции парогенератора ПГВ-1000, его основных элементов и их назначение.

Исходные данные

Производство рабочего пара для турбогенератора на АЭС с реакторами ВВЭР осуществляется в специальных теплообменных установ-

ках – парогенераторах. Парогенератор ВВЭР относится к основному оборудованию АЭС. Парогенератор ПГВ-1000 предназначен для выработки насыщенного пара давлением 6,4 МПа с влажностью 0,2 % в составе энергоблока АЭС с реактором ВВЭР-1000. Парогенератор ПГВ-1000 – горизонтальный, однокорпусный теплообменник, с погруженной трубчатой поверхностью теплообмена и встроенными сепарационными устройствами. Основные элементы парогенератора ПГВ-1000 представлены на рис. 4.1.

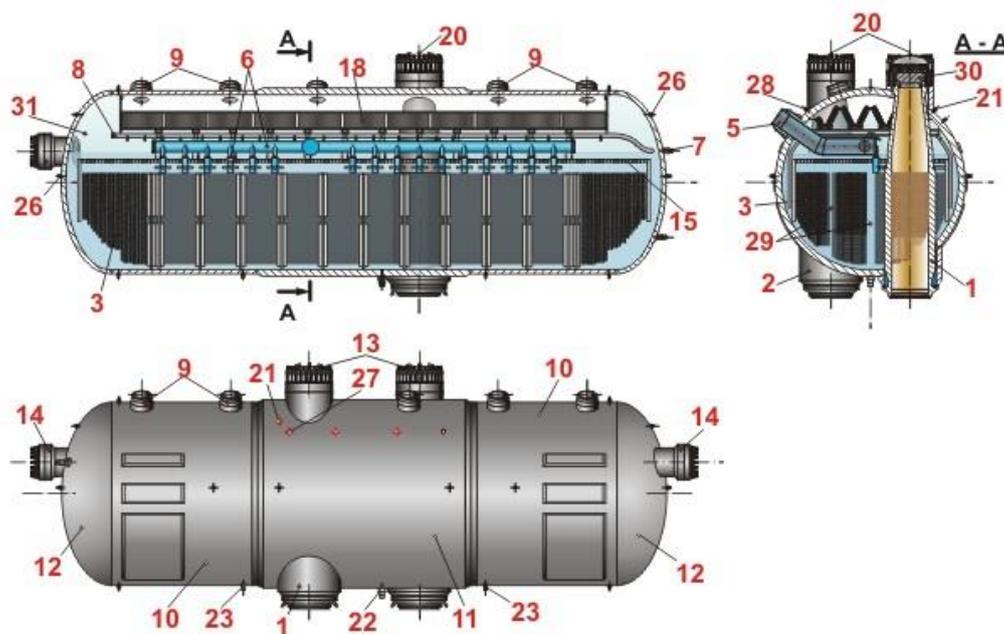


Рис. 4.1. Основные элементы парогенератора ПГВ-1000

Парогенератор состоит из следующих элементов и основных узлов:

- корпуса 10, 11, 12;
- поверхности теплообмена (трубного пучка) 3;
- «горячего» 1 и «холодного» 2 коллекторов;
- сепарационного устройства жалюзийного типа 18;
- устройства раздачи основной питательной воды 6;
- устройства раздачи аварийной питательной воды 8;
- устройства выравнивания паровой нагрузки (погруженный дырчатый лист) 15;
- опорных конструкций и гидроамортизаторов и др.

Корпус парогенератора ПГВ-1000 – сварной цилиндрический сосуд, воспринимает давление 2-го контура. Корпус парогенератора состоит из цилиндрической части (три обечайки различной толщины 10, 11) и эллиптических днищ 12. Длина корпуса парогенератора более 13 м, внутренний диаметр около 4000 м. В верхней части корпуса име-

ются патрубки 9 для отвода генерируемого пара, патрубки для подвода питательной воды 5, 7 и люки 13 для доступа к уплотнениям коллекторов теплоносителя. На каждом эллиптическом днище имеются люки 14 для доступа в объем второго контура ПГ;

На корпусе парогенератора имеются также:

- штуцер 22 в нижней части для отвода воды из ПГ в линию дренажа;
- два штуцера 23 в нижней части для отвода воды в линию продувки;
- штуцера – воздушники 21;
- штуцера 27 для контроля герметичности фланцевых соединений 1-го контура;
- штуцера 28 для контроля герметичности фланцевых соединений 2-го контура;
- штуцеры 26 для присоединения контрольно-измерительных приборов.

В нижней части корпуса вварены переходные патрубки для приварки коллекторов теплоносителя 1-го контура: «горячего» 1 и «холодного» 2.

Коллекторы расположены симметрично относительно вертикальной оси парогенератора. Коллекторы 1-го контура выполнены из легированной конструкционной стали. Внутренняя поверхность коллекторов плакирована антикоррозионной наплавкой из нержавеющей стали. Коллекторы первого контура, предназначены для присоединения с теплообменных трубок 3. Трубки имеют U-образную форму и скомпонованы в два пучка, что обеспечивает самокомпенсацию разных температурных удлинений корпуса и труб. Пучки выполнены с тремя вертикальными коридорами 29 для обеспечения организованной циркуляции парогенераторной воды. Теплообменные трубки дистанционируются в трубном пучке специальными элементами. Дистанционирующие элементы представляют собой волнообразные полосы в сочетании с плоскими промежуточными планками. Теплоноситель из реактора поступает в «горячий» коллектор 1, откуда распределяется внутри теплопередающих труб 3. В трубках теплоноситель отдает тепло воде 2-го контура и выходит в «холодный» коллектор 2. Питательная вода через коллектор питательной воды и специальные раздающие трубы 6 подается на «горячую» часть теплообменного пучка ПГ. Циркуляция воды 2-го контура в ПГ – естественная. Образующийся пар осушается в паровом объеме 31 за счет гравитационных сил (первая ступень сепарации) и поступает в жалюзийный сепаратор 18 (вторая ступень сепарации). В жалюзийном сепараторе пар дополнительно осушается до необходимой степени (влажность пара должна быть не более 0,2 %). Осушенный пар выходит из парогенератора через паровыводящие патрубки 9. Для равномерного распределения пароводяной смеси по паровому объему парогенератора

применен погруженный дырчатый лист 15 (ПДЛ). ПДЛ представляет собой набор листов с отверстиями. Расположен он под уровнем воды над верхним рядом теплообменных труб. В верхней части коллектора 1-го контура имеется фланцевый разъем с плоской крышкой 30 для осмотра и ремонта соединений теплообменных труб и стенки коллектора. Для доступа к этому фланцевому разьему предусмотрен люк 18 с эллиптической крышкой на корпусе ПГ. Устройство раздачи 6 основной питательной воды состоит из трубопроводов, коллекторов и раздающих труб для выхода питательной воды. Питательная вода в ПГВ-1000 подается на «горячую» сторону трубного пучка в верхней его части. Подвод аварийной питательной воды осуществляется через специальный патрубок 7 на эллиптическом днище ПГ. Снаружи корпус ПГ покрыт тепловой изоляцией. Тепловая изоляция парогенератора предназначена для снижения тепловых потерь от ПГ в окружающую среду.

Порядок выполнения работы

Изучение лабораторной работы предполагается с применением моделирующего комплекса «Тестирование по ВВЭР» (рис. 4.2–4.4) и по литературе.

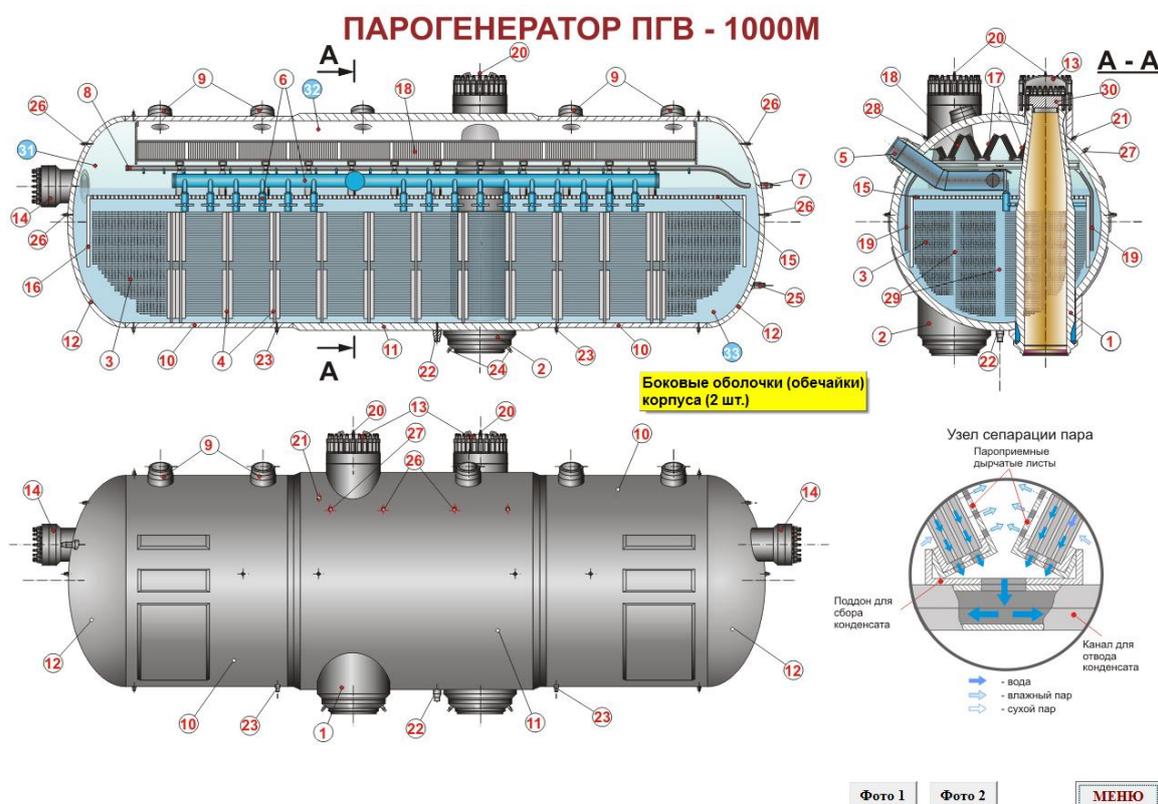


Рис. 4.2. Общий вид моделирующего комплекса «Тестирование по ВВЭР»

Требования к отчету

Отчет выполняется в соответствии с требованиями, указанными в ПРИЛОЖЕНИИ.

Контрольные вопросы

1. Почему мощные энергоблоки с реакторами ВВЭР имеют в своём составе более одного ПГ?
2. Сравнительные достоинства и недостатки парогенераторов с естественной циркуляцией по сравнению с прямоточными.
3. Каким образом в ПГ осуществляется естественная циркуляция рабочего тела? В каких зонах ПГ имеет место опускное движение, а в каких – подъёмное? ЭСКИЗ.
4. Почему ПГ, обогреваемые водой под давлением, используются преимущественно для выработки насыщенного пара.
5. В чем принципиальное различие между корпусными и секционно-модульными ПГ? СХЕМА.
6. Достоинства и недостатки горизонтальных ПГ по сравнению с вертикальными.
7. При каком соотношении температур теплоносителя и рабочего тела и почему необходим конструктивно выделенный экономайзер? РИС.
8. Каким образом в ПГ ВВЭР осуществляется подогрев питательной воды до состояния насыщения (охарактеризовать два способа)?
9. Чем ограничена температура теплоносителя на входе ПГ, обогреваемых водой под давлением?
10. Чем ограничено давление вырабатываемого пара в ПГ ВВЭР?
11. Почему в рассматриваемом ПГ теплоноситель направляется внутрь труб, а рабочее тело снаружи?
12. Какие факторы ограничивают максимальную длину трубы поверхности теплообмена? Ориентировочные значения длин.
13. Какие факторы влияют на выбор толщины стенки труб поверхности теплообмена? Примерные значения толщин.
14. Какие факторы учитываются при выборе диаметра труб поверхности теплообмена? Рекомендуемые значения диаметров.
15. Из каких соображений выбирают скорость среды в теплообменных трубах? Рекомендуемые значения скорости.
16. Примерные значения направления движения и скорости среды в межтрубном пространстве разных зон ПГ ВВЭР.
17. Каким образом в ПГ ВВЭР осуществляется компенсация разницы температурных удлинений корпуса и теплообменных труб?

18. Почему в рассматриваемом ПГ для крепления теплообменных труб выбраны коллекторы, а не трубные доски?
19. Как осуществляется крепление труб поверхности теплообмена в коллекторах современных ПГ? ЭСКИЗ.
20. Какова технологическая последовательность закрепления теплообменных труб в отверстиях коллектора теплоносителя?
21. Для чего и каким образом дистанционируют трубы поверхности теплообмена в ПГ ВВЭР? ЭСКИЗ.
22. Что из себя конструктивно представляют дистанционирующие планки? ЭСКИЗ.
23. Как контролируется герметичность заделки теплообменных труб в коллекторах ПГ?
24. Как в ПГ ВВЭР осуществляется доступ для осмотра и ремонта заделки концов теплообменных труб?
25. Как обрабатывается поверхность теплообменных труб?
26. Материалы для труб поверхности теплообмена ПГ ВВЭР.
27. В чем смысл понятия расчетный запас поверхности теплообмена? Какова его примерная величина?
28. Назначение вертикальных и горизонтальных коридоров в трубном пучке горизонтального парогенератора ВВЭР.
29. Из каких частей состоит корпус парогенератора? ЭСКИЗ.
30. Из каких частей состоит коллектора парогенератора? ЭСКИЗ.
31. По какой технологии изготавливают эллиптические днища корпуса ПГ?
32. По какой технологии изготавливают коллекторы теплоносителя ПГ?
33. Сравнительные достоинства и недостатки коллекторов и трубных досок как элементов крепления теплообменных труб.
34. Достоинства и недостатки коллекторов, проходящих через уровень воды, по сравнению с коллекторами, находящимися под уровнем.
35. Как коллекторы присоединяются к корпусу ПГ? Назначение, так называемой, «водяной рубашки». ЭСКИЗ.
36. Как и от чего защищают коллекторы, проходящие через уровень воды?
37. Назначение кожухов (наплавков) на коллекторах в районе уровня воды.
38. Что предусмотрено для удаления воздуха при заполнении коллекторов теплоносителем?
39. Что такое плакировка? Материалы для плакировки. Какие элементы ПГ и для чего подвергаются плакировке?

40. Как конструктивно выполнено уплотнение фланцевых соединений крышек коллекторов теплоносителя?
41. Как контролируется уплотнение фланцевых разъемов крышек коллекторов?
42. Из каких материалов выполняют уплотнительные прокладки фланцевых разъемов ПГ?
43. Для чего служит вытеснитель, приваренный к крышке коллектора теплоносителя?
44. Для чего служит кольцевая проточка прямоугольного профиля в нижней части коллектора?
45. Материалы, используемые для изготовления корпуса ПГ. Сравнительные достоинства и недостатки перлитных и аустенитных нержавеющей сталей.
46. Материалы, используемые для изготовления коллекторов ПГ. Сравнительные достоинства и недостатки перлитных и аустенитных нержавеющей сталей.
47. Как осуществляется доступ для контроля и ремонта внутрикорпусных устройств?
48. Какие факторы ограничивают размеры корпуса ПГ? Значения предельных размеров.
49. Почему центральная обечайка корпуса ПГ имеет толщину примерно в два раза большую, чем концевые обечайки?
50. В какое место ПГ и почему подают питательную воду второго контура?
51. Каким образом трубопровод питательной воды присоединяется к корпусу ПГ? Назначение, так называемой, «паровой рубашки»?
52. Как конструктивно оформляется подача и распределение питательной воды в корпусе ПГ?
53. Для чего трубопровод подачи питательной воды в ПГ выполняется с подъемным участком?
54. Что из себя представляет устройство для раздачи аварийной питательной воды?
55. Как конструктивно оформляется подача и распределение аварийной питательной воды в корпусе ПГ?
56. Для чего служат штуцеры смывных устройств ПГ. Где они расположены?
57. Для чего необходимо осушать пар, вырабатываемый в ПГ? Какова предельно допустимая влажность пара перед турбиной?
58. Какие ступени сепарации используют в горизонтальных ПГ?
59. Что называют гравитационной сепарацией? От каких факторов зависит ее эффективность?

60. Что конструктивно представляет собой жалюзийный сепаратор? ЭСКИЗ.
61. Из каких материалов изготавливают пластины жалюзийного сепаратора? Их размеры.
62. Каким образом удаляется отсепарированная в жалюзийном сепараторе влага?
63. Назначение пароприемного потолка (проприемного дырчатого листа).
64. Что из себя конструктивно представляет проприемный дырчатый лист в современных конструкциях парогенераторов ВВЭР.
65. Из каких частей состоит коллектор пара?
66. Почему отвод выработанного в ПГ пара осуществляется не через один, а через несколько патрубков?
67. Назначение погружного дырчатого листа.
68. Геометрические характеристики (диаметр, шаг) отверстий в погруженном дырчатом листе.
69. Из каких основных частей состоит погруженный дырчатый лист?
70. Для чего необходимы закраины на погружном дырчатом щите? Их размеры.
71. Чем вызываются и почему опасны отклонения уровня воды от среднего по сечению ПГ значения?
72. Назначение непрерывной продувки. С каким расходом она производится?
73. Назначение периодической продувки. В каком количестве и с какой периодичностью она производится?
74. Из каких точек ПГ и каким образом осуществляется непрерывная продувка?
75. Из каких точек ПГ и каким образом осуществляется периодическая продувка?
76. Дайте определение понятию «солевой» отсек ПГ.
77. Как конструктивно выполнен «солевой» отсек ПГ?
78. Каким образом и в каком виде осуществляется транспортировка ПГ?
79. Каким образом ПГ крепится к строительным конструкциям?
80. Детали ПГ, используемые для его установки.
81. Назначение гидроамортизаторов. Их принципиальная конструкция. ЭСКИЗ.
82. Кратко опишите конструкцию опор ПГ. ЭСКИЗ.

Список литературы

1. Рассохин Н.Г. Парогенераторные установки атомных электростанций / Н.Г. Рассохин. – Москва : Энергоатомиздат, 1987.
2. Королев В.И. Особенности конструкции, эксплуатации и расчета парогенераторов судов с ЯЭУ / В.И. Королев, А.Ю. Ластовцев. – Санкт-Петербург : Изд-во ГМА им. адм. С.О. Макарова, 2010. – 148 с.
3. Лукасевич Б.И. Парогенераторы реакторных установок ВВЭР для атомных электростанций / Б.И. Лукасевич. – Москва : ИКЦ «Академкнига», 2004. – 391 с.

5. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТНЫХ НАСОСОВ

Цель работы

Изучение и закрепление знаний о назначении, принципе работы и основных характеристиках конденсационных насосов, используемых на ТЭС и АЭС.

Основные сведения

Насосные агрегаты, обеспечивающие нормальный пуск, длительную эксплуатацию, плановый и аварийный останов энергоблока, принято называть основными насосами. Конденсатные насосы (рис. 5.1) являются ответственными агрегатами вспомогательного оборудования ТЭС и АЭС.

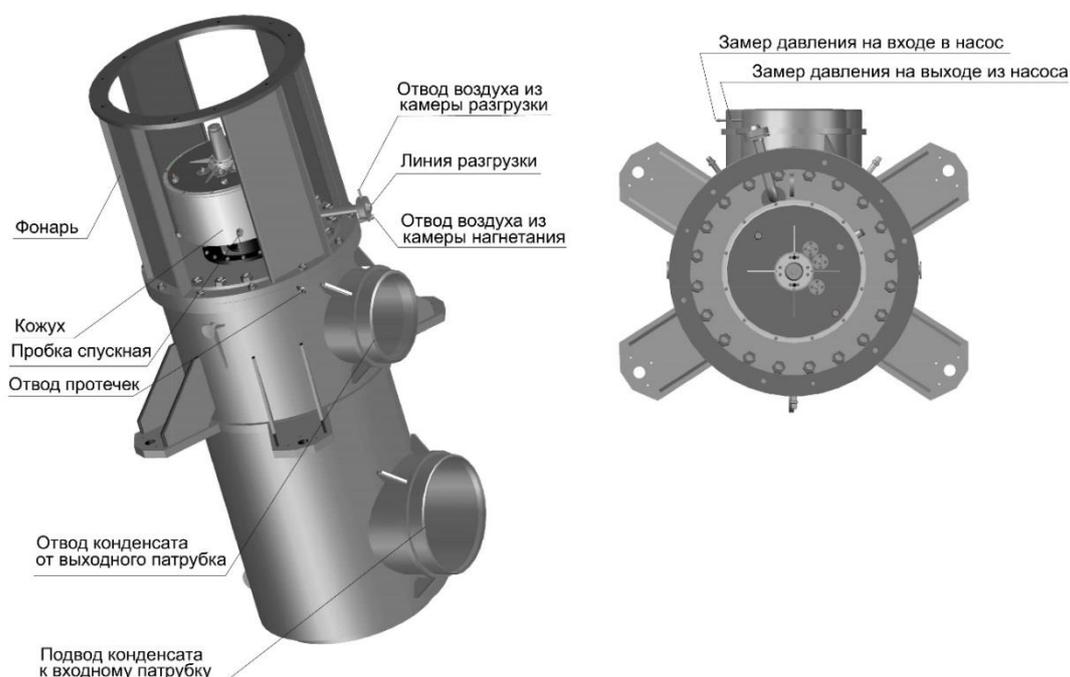
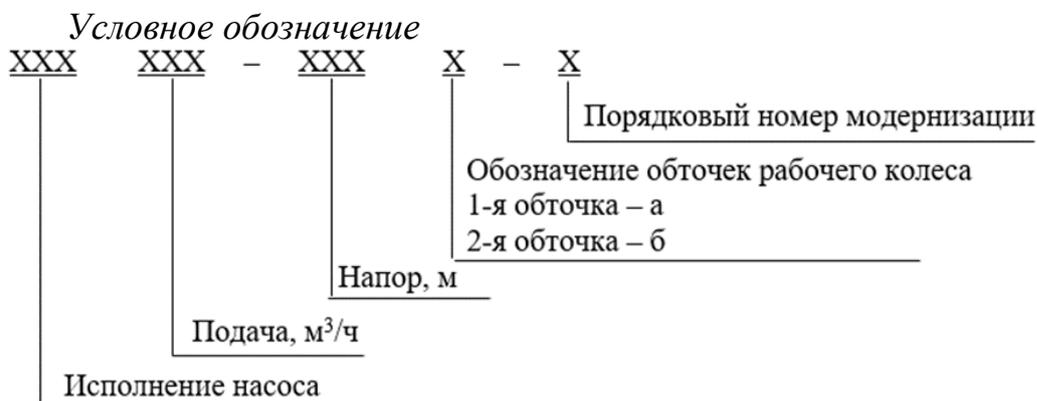


Рис. 5.1. Насос КЭНА-2000-100 (ВВЭР-1200)



Технические требования, предъявляемые к конденсатным насосам АЭС [9, 10]:

- насосы должны изготавливаться в соответствии с требованиями стандартов и технических условий на насосы;
- в насосах или на их плитах (рамах) должны быть предусмотрены регулирующие устройства для выверки их положения на фундаменте и места для установки уровня.
- суммарные внешние утечки жидкости через концевые уплотнения ротора насоса не должны превышать $0,1 \text{ м}^3/\text{ч}$. Отвод утечек должен быть организованным.
- наработка на отказ – не менее 6300 ч. Установленный ресурс до капитального ремонта – не менее 25000 ч. Установленный срок службы до списания – 30 лет.
- необходимое снижение напора насосов при эксплуатации достигается обточкой рабочих колес по наружному диаметру до 5 % его первоначального значения в соответствии с эксплуатационной документацией.
- снижение КПД при обточке не более чем на 3 %.
- конструкция насосов должна быть рассчитана для установки их на АЭС в сейсмических районах.
- наружные поверхности насоса должны иметь лакокрасочные покрытия.
- в насосах должны быть предусмотрены:
- устройства для визуального наблюдения за наличием масла в подшипниках;
- гнезда для установки датчиков дистанционного контроля температуры подшипников насоса.
- насосы должны иметь постоянно падающую напорную характеристику в диапазоне подач 20...110 % от номинальной;
- конденсат не должен содержать твердых частиц размером более 0,1 мм и концентрацией не более 5 мг/л;
- количество обточек, выполняемых предприятием-изготовителем, должно быть не более 2 и др.

По назначению конденсационные насосы можно разделить на [11]:

- 1) *первого подъема* основного конденсата (рис. 5.2, 5.3) – перекачивают конденсат из конденсатора турбины через блочную обессоливающую (очистную) установку (БОУ) на вход насосов второго подъема;
- 2) *второго подъема* основного конденсата (рис. 5.4, 5.5) – подают конденсат через подогреватели низкого давления (ПНД) в деаэра-тор;

- 3) *дренажные* – перекачивают дренаж (сконденсированный пар) из ПНД в линию основного конденсата и конденсата из сепараторов и пароперегревателей в деаэраторы или тракт питательной воды.

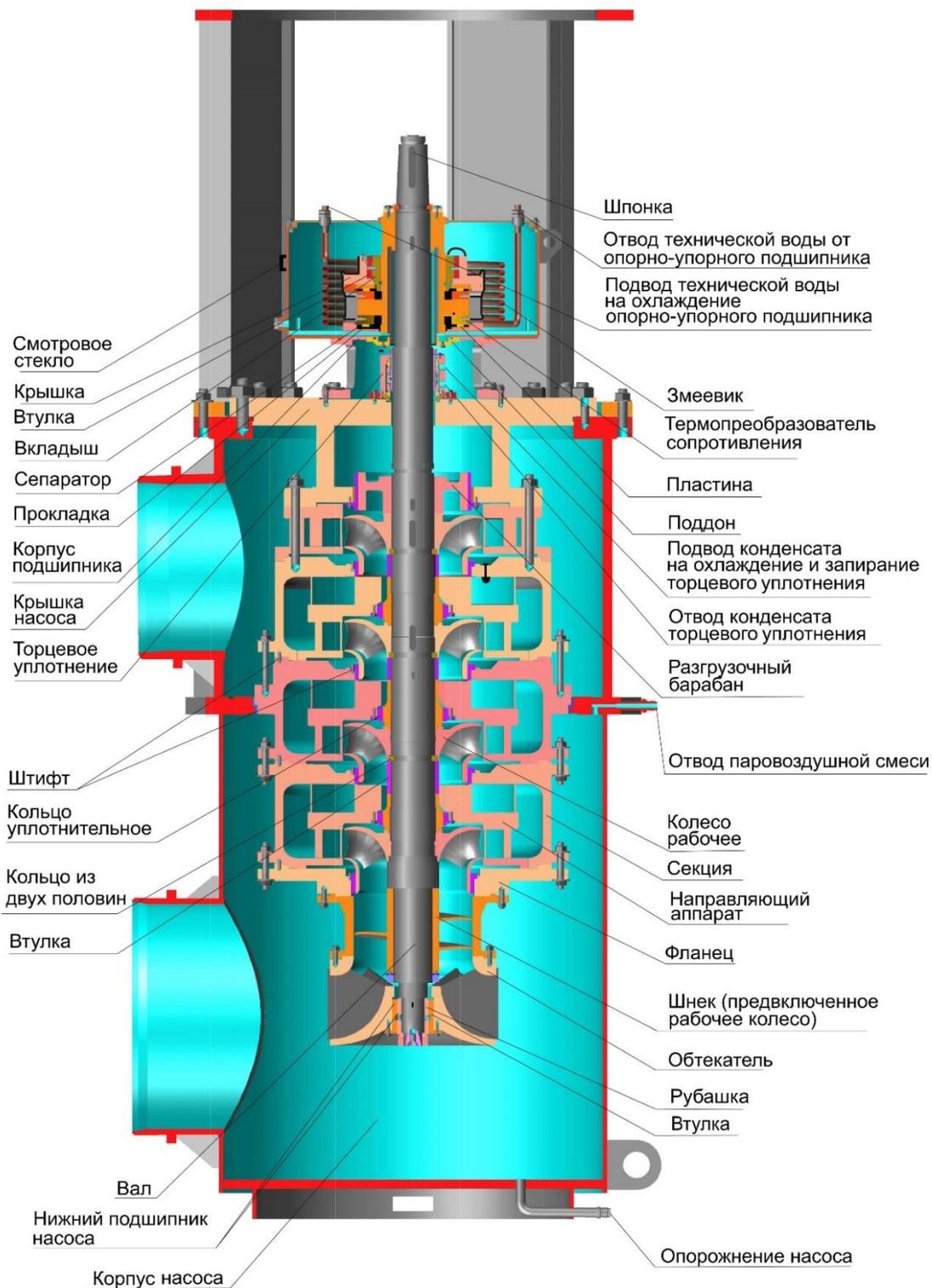
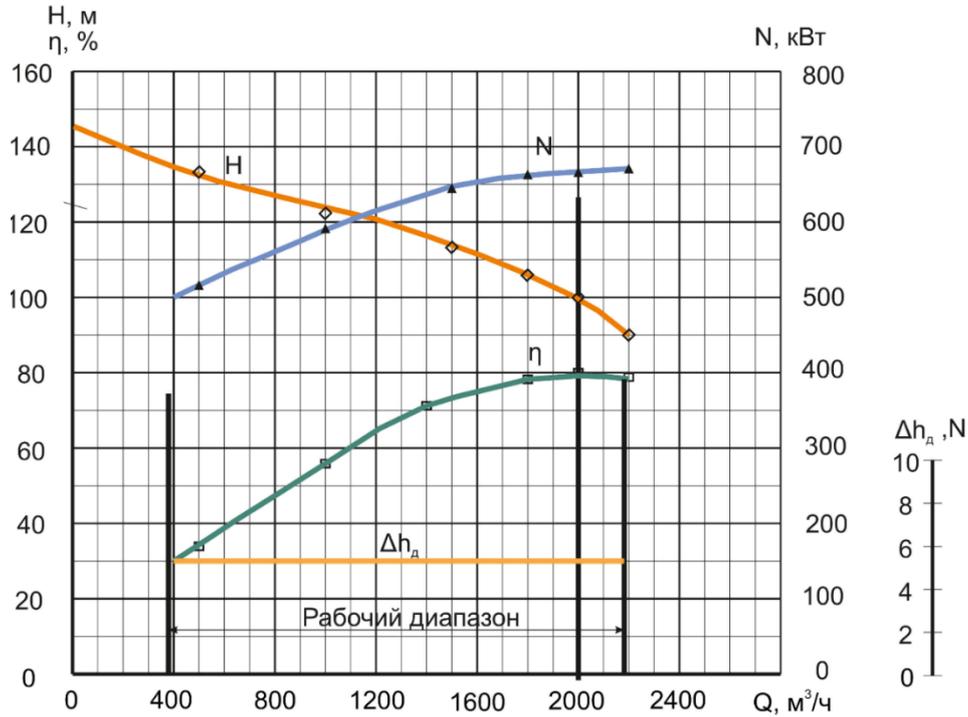
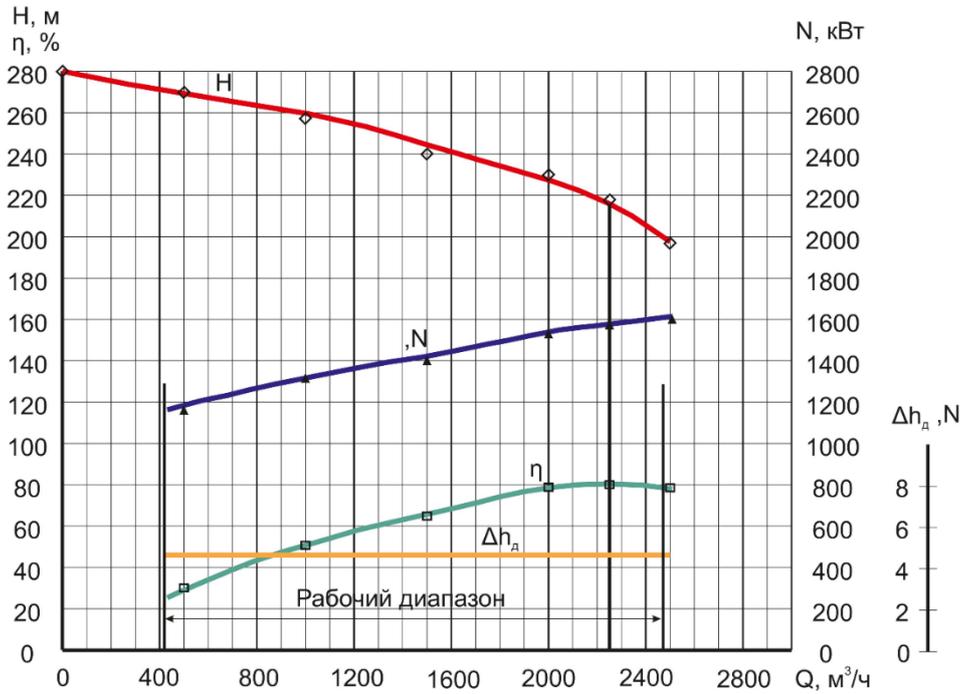


Рис. 5.2. Разрез насоса первого подъема КЭНА-2000-1000



Q - подача; H - напор; η - коэффициент полезного действия насоса;
 N - мощность насоса, потребляемая; Δh_д - допустимый кавитационный запас;
 Q = 2245 м³/ч - номинальный режим.

Рис. 5.3. Характеристики насоса первого подъема КЭНА-2000-1000



Q - подача; H - напор; η - коэффициент полезного действия насоса;
 N - мощность насоса, потребляемая; Δh_д - допустимый кавитационный запас;
 Q = 2245 м³/ч - номинальный режим.

Рис. 5.4. Характеристики насоса второго подъема КЭНА-2245-220

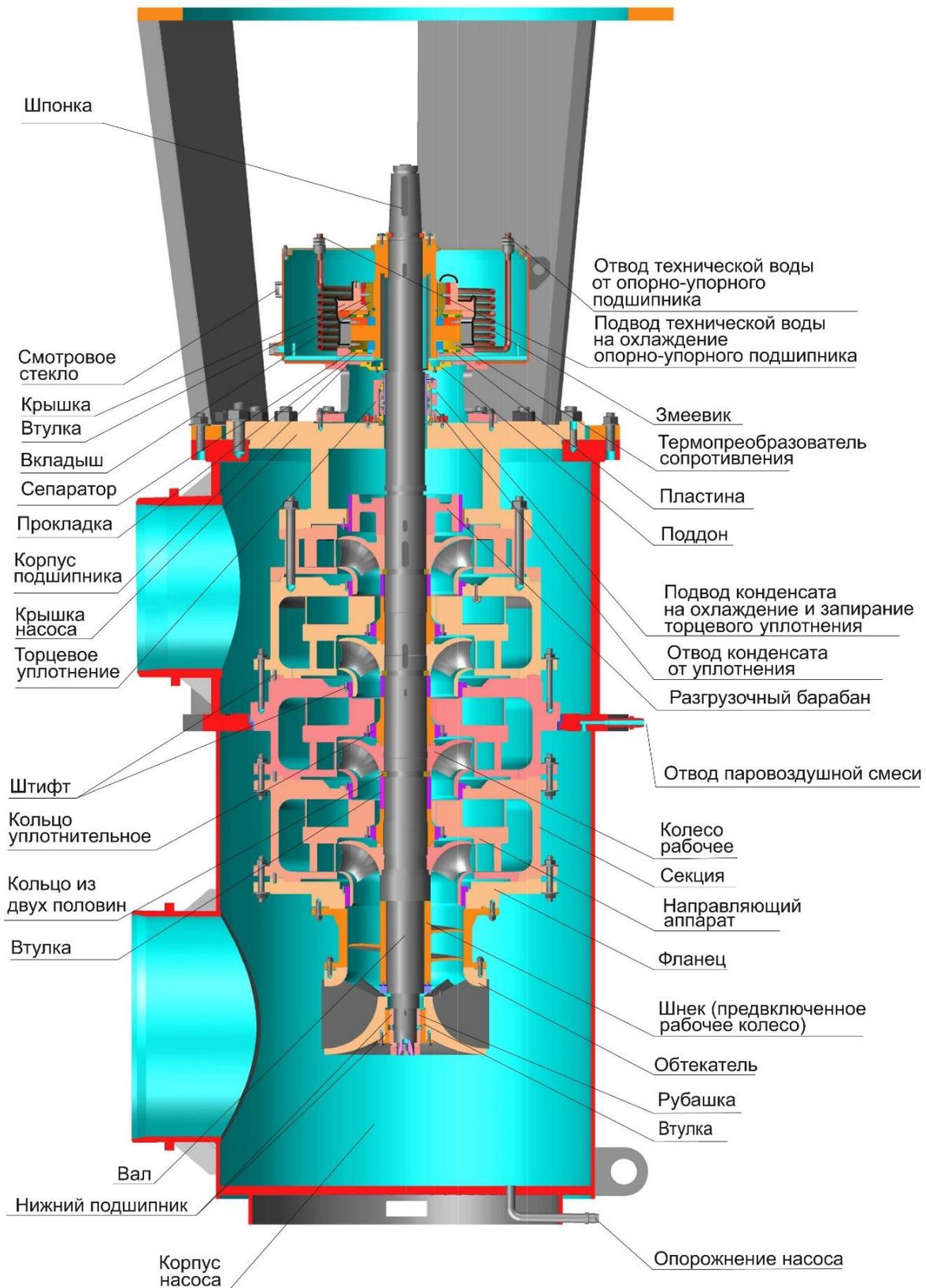


Рис. 5.5. Конденсатный насос второго подъема КЭНА-2245-220

Из условия удобства компоновки и уменьшения занимаемой площади крупные насосы обычно имеют вертикальное исполнение.

Конденсатные насосы предназначены для подачи конденсата, отработанного пара стационарных паровых турбин, конденсата греющего пара из теплообменных аппаратов (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Назначение и технические характеристики конденсатных насосов АЭС [8]

Марка насоса	Назначение	Подача м³/ч	Напор, м
КсВА 125-55	для откачки конденсата из конденсатора приводной турбины ТПН в конденсатор главной турбины	75	55
КсВА 200-220-1	для откачки конденсата греющего пара подогревателей сетевой воды в тракт основного конденсата в рассечку между ПНД-2 и ПНД-3 либо в напорный коллектор насосов дренажного бака	200	220
КсВА 360-160-2	для подачи воды из емкости САОР в бак 1БА и на вход в насосы 1МПЭН-1 – 1МПЭН-5 в режиме аварии с потерей теплоносителя	360	160
КсВА 360-160-3	для перекачивания конденсата греющего пара из ПНД-1 в линию основного конденсата после ПНД-1 турбо установок К-1000-60/1500-2 блоков АЭС с реактором ВВЭР -1000 и служит в качестве сливного насосного агрегата	360	160
КсВА 440-200	для работы в третьем контуре блока АЭС в качестве сливного насосного агрегата с целью откачивания конденсата греющего пара из ПНД-4 в тракт основного конденсата за ПНД-4	582	146
КсВА 650-135-4	для откачки из конденсатосборника ПНД-4 смеси сепарата СПП и конденсата греющего пара из ПНД-4 и закачки ее в деаэратор питательной воды турбо-установки К-1000-60 /3000-3 блока АЭС	582	146
КсВА 650-135-5	для перекачивания сепарата отработанного пара после ЦВД в линию основного конденсата после ПНД турбоустановок К-1000-60 /1500-2 блоков АЭС с реактором ВВЭР-1000, и служит в качестве сливного насосного агрегата	650	135
КЭНА 2000-100	насос первой ступени подъема (КЭН-1) для работы в третьем контуре блока АЭС с целью откачивания основного конденсата из конденсата турбины и подачи его через конденсатор пара уплотнений, блочную обессоливающую установку, ПНД-1 в подогреватель низкого давления смешивающего типа (ПНД-2)	2000	100

Марка насоса	Назначение	Подача м ³ /ч	Напор, м
КЭНА 2245-220	насос второй ступени подъема (КЭН-2) для работы в третьем контуре блока АЭС с целью откачивания основного конденсата из ПНД-2 смешивающего типа и подачи его последовательно через подогреватели в деаэратор	2245	220
КсВА 630-125-2	для перекачивания конденсата греющего пара из ПНД-3 в линию основного конденсата за подогревателями низкого давления №3 турбоустановок К-1000-60/1500-2 блоков АЭС с реакторами ВВЭР-1000, и служит в качестве сливного насосного агрегата	630	125
КсВА 125-140	для подпитки деаэратора обессоленной водой	75	110

Конструкция вертикального конденсатного насоса типа КсВ-200-220

Конденсатный насос КсВ 200-220 является центробежным, вертикальным, двухкорпусным, секционным, шестиступенчатым, с предвключенным осевым колесом и пятью центробежными рабочими колесами одностороннего подвода рис. 5.6.

Корпус насоса выполнен сварным и состоит из двух частей: напорной и приемной 14. Входной патрубок насоса с фланцем 16 крепится горизонтально при помощи сварки к приемной части корпуса. Для АЭС фланец не используется, и патрубок и фланец соединены между собой сваркой.

Для отвода воды и пара в наружном корпусе насоса предусмотрены специальные отверстия, закрытые при эксплуатации заглушками и клапанами. Опорная плита насоса для установки на фундамент является соединительным элементом напорной и приемной частями наружного корпуса, соединенными по фланцу сваркой.

Внутренний корпус насоса состоит из: напорной крышки 10, корпусов секций 15 и направляющих аппаратов 26. Элементы внутреннего корпуса крепятся между собой при помощи стяжных шпилек, а центрировка осуществляется при помощи цилиндрических заточек.

Сверху на напорную крышку насоса устанавливаются: опорный фонарь электродвигателя вертикального исполнения 1, радиально-упорные подшипники 5, уплотнение сальникового типа 32.

В качестве основного материала для изготовления всех деталей внутреннего корпуса используется серый чугун. Для уплотнительных колец и втулок используется хромистая сталь.

Для удобства ремонта и обслуживания насоса, демонтаж внутреннего корпуса вместе с ротором проводят без отсоединения подводящего и напорного трубопроводов при помощи рым-болтов 34.

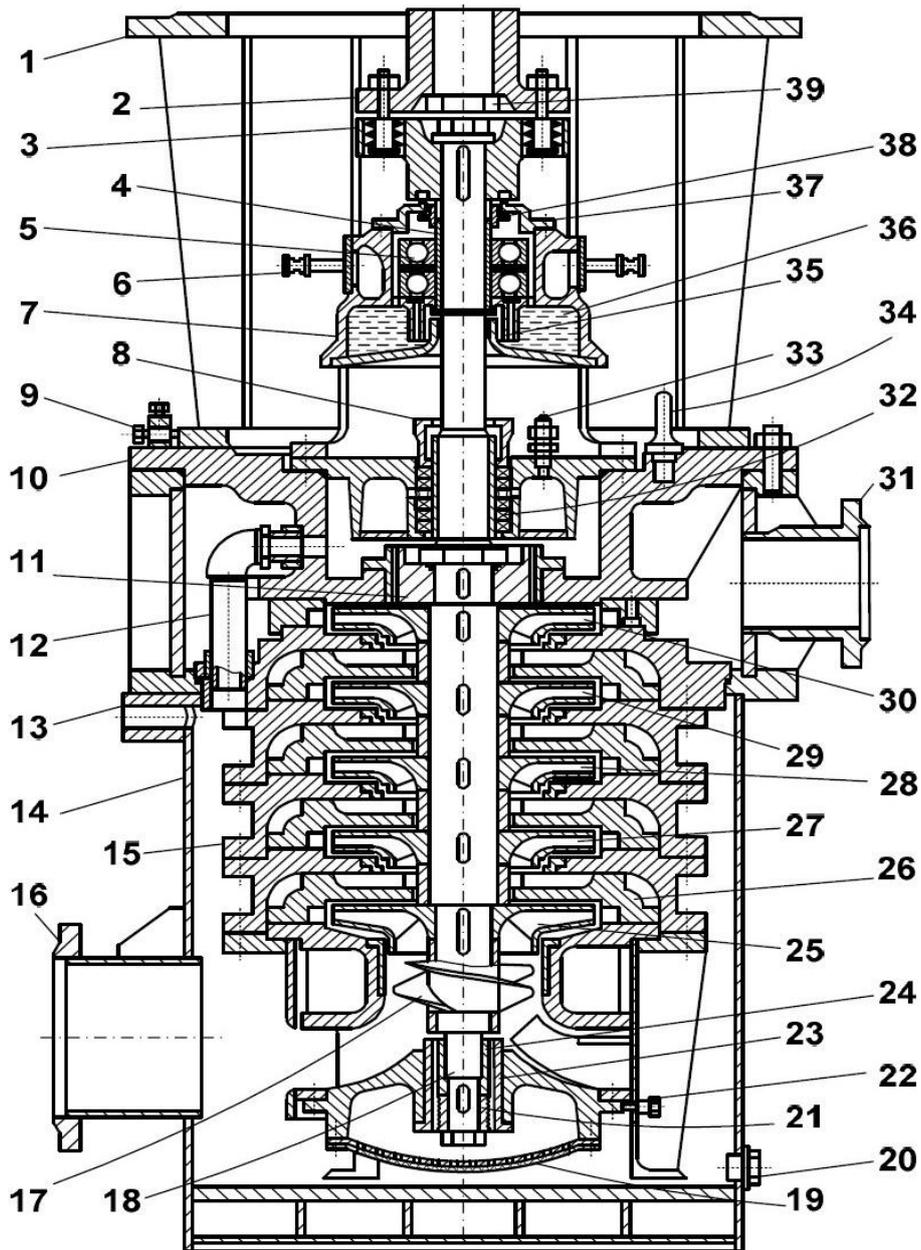


Рис. 5.6. Вертикальный конденсатный насос КсВ 200-220:

1 – фонарь; 2, 3 и 39 – упругая соединительная муфта; 4 и 24 – защитные втулки; 5 – радиально-упорные подшипники; 6 и 33 – подвод охлаждающей воды и холодного конденсата; 7 – корпус верхней подшипниковой опоры; 8 – нажимная втулка; 9 и 22 – юстировочные болты; 10 – напорная крышка; 11 – разгрузочный барабан; 12 – отвод воды из гидрояты; 13 – продувочное отверстие; 14 – приемный корпус; 15 – секция внутреннего корпуса; 16 и 31 – патрубки, подводящий и напорный; 17 – осевое рабочее колесо; 18 – вал; 19 – фильтрующая сетка; 20 – пробка; 21 и 35 – винтовая втулка; 23 – подшипник скольжения; 25, 27–30 – центробежные рабочие колеса 2–6 ступеней; 26 – направляющий аппарат; 32 – сальниковое уплотнение; 34 – рым-болт; 36 – масляная ванна; 37 и 38 – крышка и уплотнение подшипниковой опоры

Ротор насоса состоит из: полумуфты 3, втулки 4, разгрузочного барабана 11, вала 18, осевое рабочее колесо (шнек) 17, рабочих колес 25, 27–30, стопорной гайки гидропята, призматических шпонок, стопорных болтов и шайбы.

В процессе изготовления ротора на заводе проводится его динамическая балансировка. В качестве материала центробежных рабочих колес 25, 27–30 используется чугун. Для снижения вероятности возникновения кавитации на рабочих колесах, в насосе специально устанавливается первое рабочее колесо 17. Оно изготовлено из хромистой стали в форме шнека и крепится при помощи сварки. Данное предустановленное колесо 17 обеспечивает работу первого рабочего колеса 25 с небольшим избыточным давлением.

Кроме того, для снижения кавитации первое центробежное рабочее колесо 25 изготовлено с расширенным входом – увеличенным сечением всасывающего отверстия. Остальные рабочие колеса 27–30 конструктивно имеют меньший вход (примерно в 1,7 раза). Изготовление насоса подобной конструкции позволяет сократить гидравлические потери с входной скоростью первого рабочего колеса почти в 3 раза.

В процессе работы насоса при любых режимах на рабочих колесах возникают осевые усилия, всегда направленные вниз. Полная компенсация суммарных осевых усилий от веса ротора и от взаимодействия рабочих колес с жидкостью (конденсатом) происходит на разгрузочном барабане 11 только в условиях номинальной работы насоса ($H_n = 220$ м; $Q_n = 200$ т/ч). При работе насоса в других условиях на ротор действуют осевые силы, направленные вверх при рабочей подаче насоса больше номинальной (при $Q_p > Q_n$), и наоборот, вниз при рабочей подаче насоса меньше номинальной ($Q_p < Q_n$). Разгрузочный барабан фиксируется в радиальном направлении при помощи шпонки, а в осевом при помощи стопорной гайки.

Для недопущения возможных протечек воды по валу под барабаном в специальную расточку на верхнем торце устанавливается резиновое уплотнение и прижимается стопорной гайкой.

Подушка гидропята крепится по фланцу к напорной крышке и образует с боковой поверхностью разгрузочного барабана зазор. Через данный зазор вода с давлением равным давлению подпора поступает в камеру отвода. Вода из гидропята по трубе 12 отводится в приемную полость наружного корпуса.

В насосе предусмотрены две подшипниковые опоры ротора.

Для восприятия осевых нагрузок, возникающих из-за усилий на рабочих лопатках и массы ротора, а также фиксации положения самого ротора в насосе в верхней опоре расположены два радиально-упорных

подшипника 5. Смазка подшипников осуществляется маслом из масляной ванны, расположенной непосредственно в корпусе подшипника. При помощи маслоуказателя осуществляется контроль уровня масла в ванне. Масло подается к подшипникам при помощи винтовой втулки. После работы в подшипнике масло самотеком возвращается в ванну по вертикальным каналам со стороны наружных колец подшипников. В нижней части масляной ванны сделано отверстие, закрытое пробкой для слива отработавшего масла. Для добавления масла и выхода паров масла в атмосферу в средней части корпуса подшипника предусмотрено отверстие, соединенное с одним из вертикальных каналов. Для охлаждения подшипников используется вода из технического водопровода. Температура подшипников контролируется при помощи термопары устанавливаемой в корпус опоры.

Для восприятия радиальных нагрузок в насосе установлен радиальный металлофторопластовый подшипник скольжения 23. Смазка подшипника осуществляется перекачиваемым конденсатом. Конденсат подается к подшипнику втулкой с многозаходной резьбой из специально предусмотренной камеры. После прохождения через зазор конденсат отводится в полость всасывания осевого рабочего колеса. Равномерный зазор в подшипнике обеспечивается при помощи юстировочных болтов 22. Защитная 24 и винтовая 21 втулки подшипника посажены на одну шпонку. Для исключения попадания твердых частиц в подшипник снизу устанавливается специальная сетка 19.

В качестве концевых уплотнений в насосе используются сальниковые уплотнения с кольцом гидрозатвора 32. Охлаждение уплотнений осуществляется холодным конденсатом, подводимым к кольцу гидрозатвора по каналам из охлаждающей полости. В качестве набивки сальника используется – АГ-1 (сальниковая асбестовая плетеная, проклеенная с графитом марки АГ). При необходимости возможна дополнительная комплектация насоса торцевым уплотнением.

Насос соединяется с электродвигателем вертикального исполнения при помощи упругой муфты. Ротор насоса вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода.

Контрольные вопросы

1. Для чего используются конденсационные насосы?
2. Как классифицируются конденсационные насосы?
3. Какие требования предъявляются к конденсационным насосам?
4. Чем определяется конструктивное исполнение (вертикальные/горизонтальные) конденсатных насосов?
5. Какие характеристики насосов существуют?

6. Как характеристики насоса зависят от подачи?
7. Перечислите основные конструкционные элементы насосов?
8. Чем отличается конденсатный насос первого и второго подъема?
9. Какой вид должна иметь напорная характеристика?
10. Какие характеристики указываются в марке насоса?

Список литературы

1. Абрамов А.П. Конденсатные электронасосы ТЭС и АЭС: инструкция по изучению конструкций узлов, элементов и приемов эксплуатации / А.П. Абрамов. – Кемерово : ГУ КузГТУ, 2011.
2. Малюшенко В.В. Энергетические насосы : справочное пособие / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. – Москва : Энергоиздат, 1981.
3. Малюшенко В.В. Насосное оборудование тепловых электростанций / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. – Москва : Энергия, 1975.
4. Малюшенко В.В. Монтаж энергетических насосов ТЭС и АЭС / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. – Москва : Энергоатомиздат, 1989.
5. Михайлов А.К. Лопастные насосы / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1977.
6. Будов В.М. Насосы АЭС / В.М. Будов. – Москва : Энергоатомиздат, 1986.
7. Воробьев А.В. Методические указания к выполнению лабораторной работы «Изучение конструкций конденсатных насосов» для студентов направлений специальности 140400 «Техническая физика» и 140100 «Теплоэнергетика и теплотехника» / А.В. Воробьев. – Томск : Изд-во ТПУ, 2012. – 21 с.
8. Насосы конденсатные типа КсВА для атомной энергетики. ООО «УК «Группа ГМС». – Режим доступа: http://www.hms.ru/pumps_catalog/?SECTION_ID=325&ELEMENT_ID=598 (дата обращения: 20.06.2019 г.).
9. ГОСТ 24465–80. Насосы конденсатные энергетических блоков АЭС. Общие технические условия (с Изменениями N 1, 2). – Москва : Издательство стандартов, 2004. – 7 с.
10. ГОСТ 6000–88. Насосы центробежные конденсатные. Параметры и размеры. – Москва : Издательство стандартов, 1989. – 7 с.
11. Конденсатные насосы. Строительный информационный портал. – Режим доступа: <http://www.stroitelstvo-new.ru/nasosy/kondensatnye-nasosy.shtml> (дата обращения: 20.06.2019 г.).

6. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ

Цель работы

Изучение и закрепление знаний о назначении, принципе работы и основных характеристиках питательных насосов, используемых на электростанциях.

Основные сведения

Питательные насосы предназначены для подачи деаэрированной воды из деаэраторов в барабаны-сепараторы на АЭС с реакторами РБМК и в парогенераторы на АЭС с реакторами ВВЭР. Питательные насосы изготавливаются как двухкорпусными, так и однокорпусными секционными [7].

Питательные насосы подразделяются в зависимости *от типа привода* на [8]:

1. Насосы с приводом от паровой турбины (ПТА) – центробежные, горизонтальные, многоступенчатые, двухкорпусные, с подшипниками скольжения, с концевыми уплотнениями торцового типа, с приводом от турбины (рис. 6.1).

2. Насосы с приводом от электродвигателя (ПЭА, ПЭН) – центробежные, многоступенчатые, одно- или двухкорпусные, горизонтальные с приводом от электродвигателя (рис. 6.2–6.5).



Рис. 6.1. Насос питательный типа ПТА

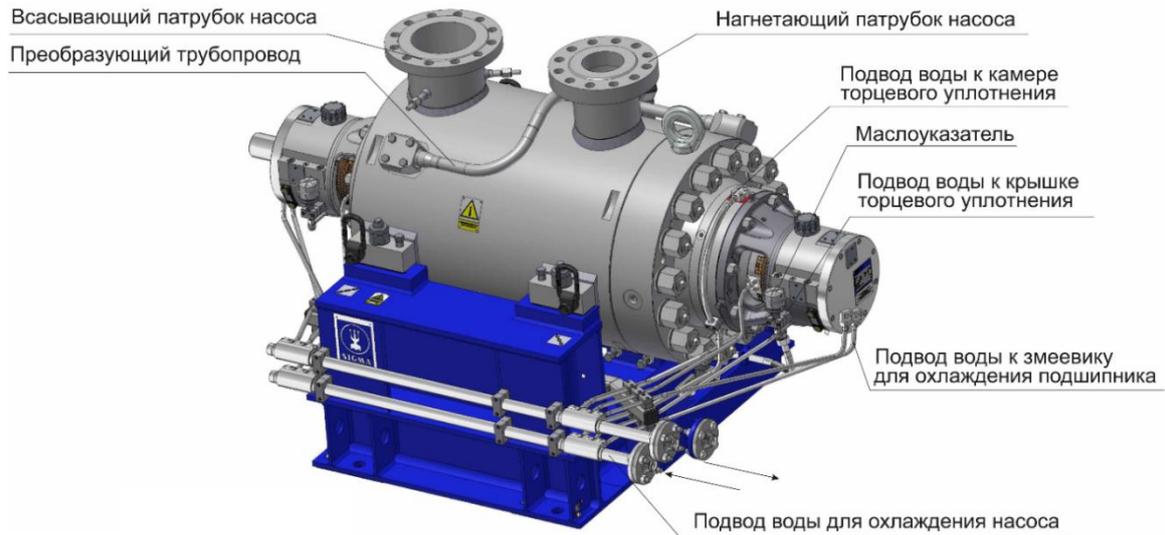
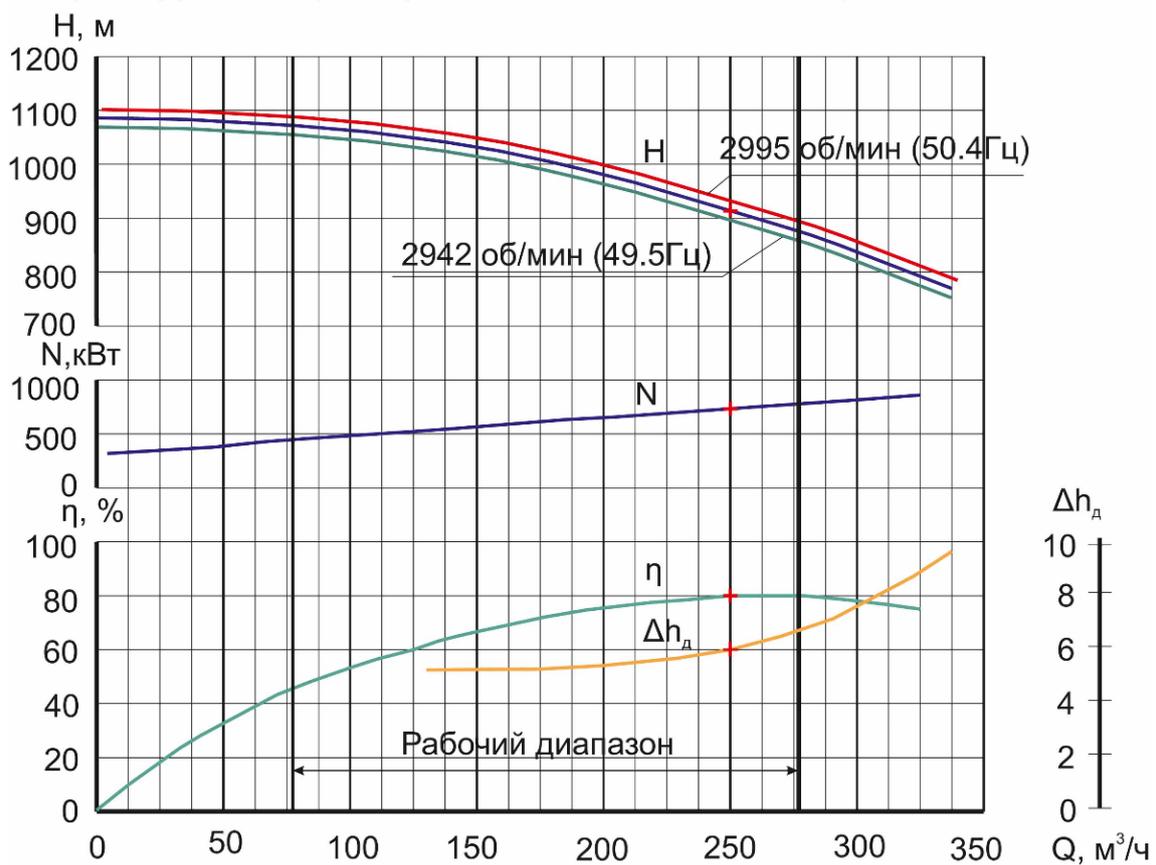


Рис. 6.2. Насос ВПЭН (ЭБ ВВЭР-1200)

Гарантируемые параметры: $Q=250 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H=920 \text{ м}$, обороты 2972 об/мин



Q - подача; H - напор; η - коэффициент полезного действия насоса;
 N - мощность насоса, потребляемая;
 Δh_d - допустимый кавитационный запас;

Рис. 6.3. Характеристики насоса ВПЭН (ЭБ ВВЭР-1200)

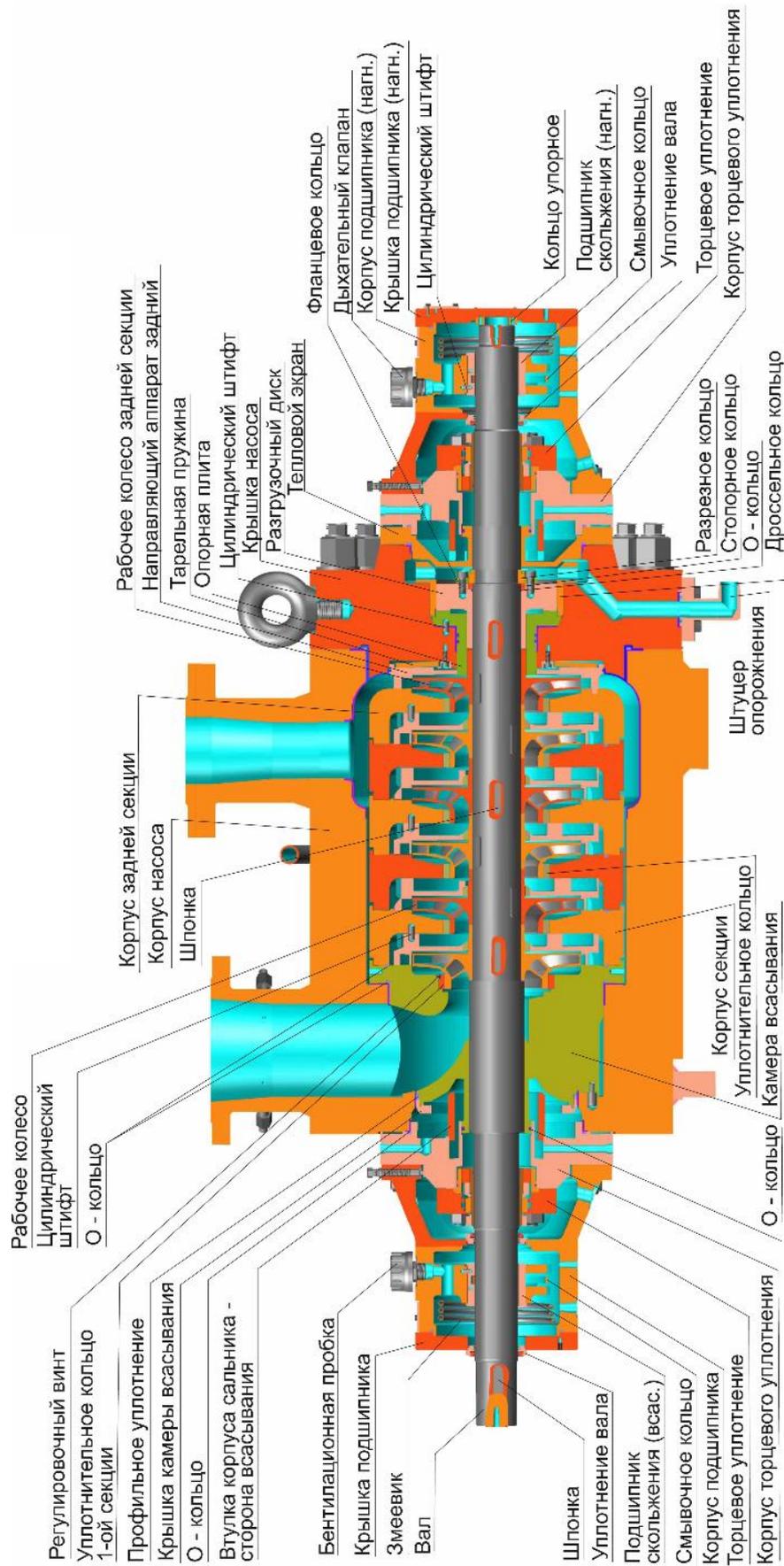


Рис. 6.4. Продольный разрез насоса ВПЭН (ЭБ ВВЭР-1200)

Питательный насос

Электродвигатель 1RN46362HE80-Z

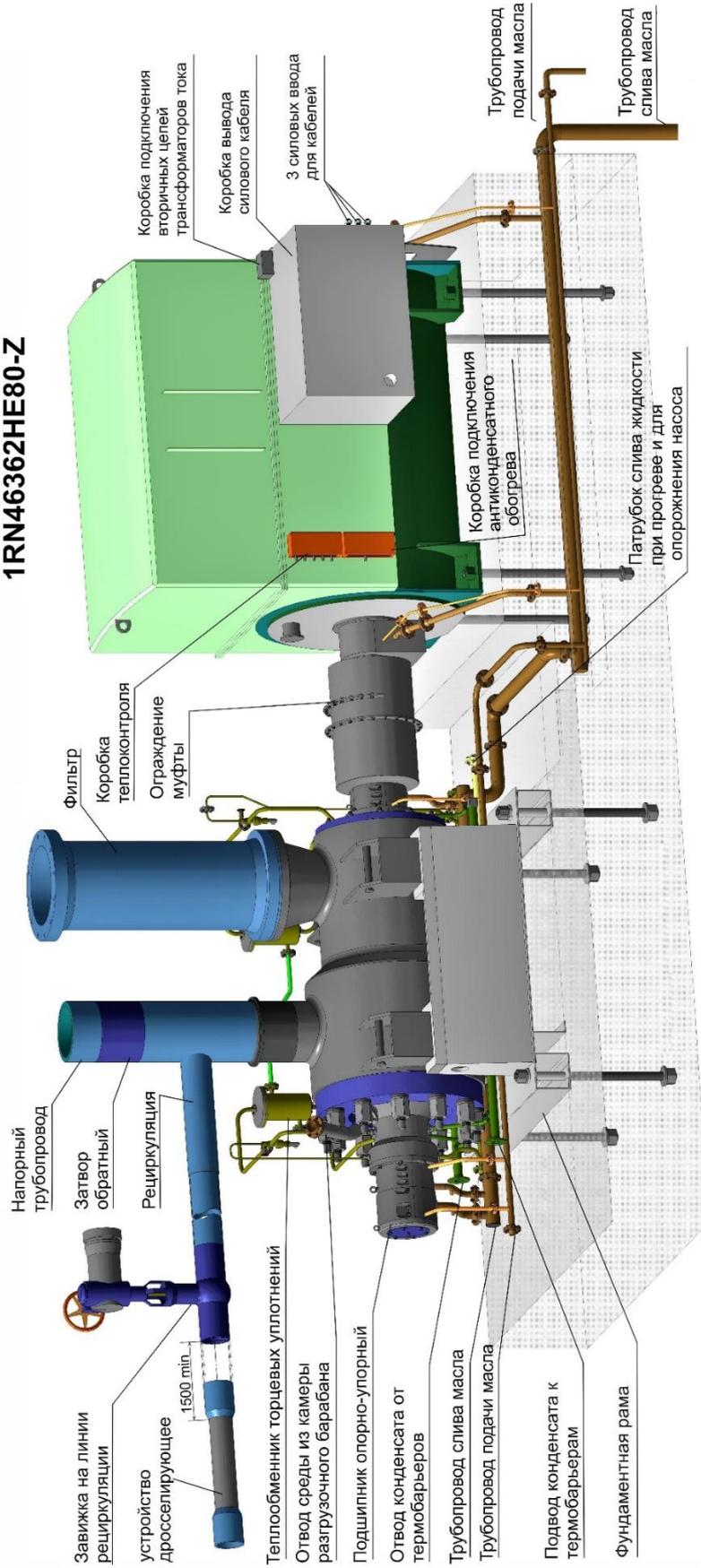


Рис. 6.5. Конструкция насосного агрегата с насосом ПЭА 1840-80 (ВВЭР-1200)

Технические требования, предъявляемые к питательным насосам АЭС [9]:

- водородный показатель перекачиваемой воды рН 6,8...9,2;
- радиационная активность среды менее $3,7 \cdot 10^6$ Бк·м⁻³;
- доля твердых примесей и частиц в перекачиваемой воде должна быть менее 5 мг/л, а их размер должен быть менее 0,1 мм;
- напорная характеристика должна иметь убывающий характер при подаче от 25 до 110 % от номинального значения;
- предельный допустимый напор может превышать номинальное значение не более чем на 30 % для насосов с подачей 0,236 м³/с (850 м³/ч) и не более чем на 18 % для остальных насосов;
- для контроля положения насоса необходимо предусмотреть регулирующие устройства для выверки их положения на фундаменте;
- максимально допустимые протечки воды через концевые уплотнения ротора насоса должны быть организованными и составлять величину менее 0,1 м³/ч;
- величина наработки на отказ основных и предвключенных насосов должна составлять величину более 6300 ч;
- основные и предвключенные насосы должны отработать более 25 000 ч до капитального ремонта;
- аварийные насосы должны отработать более 5 лет до капитального ремонта;
- вероятность безотказной работы аварийных насосов за 1000 ч более 0,95;
- установленный срок службы насосов до списания более 30 лет;
- в процессе эксплуатации для снижения рабочего напора насосов выполняется обточка рабочих колес по наружному диаметру до 5% от его первоначального значения в соответствии с эксплуатационной документацией;
- насосы должны быть рассчитаны на работу в условиях возможной сейсмической активности;
- на корпусах подшипников среднее квадратическое значение виброскорости должно быть менее 7 мм/с;
- в конструкции насосов необходимо предусмотреть:
 - а) возможность визуального контроля уровня масла в подшипниках;
 - б) разъемы для установки приборов удаленного контроля температуры подшипников насоса и др.

Также для подачи воды с температурой до 165 °С к питательным насосам энергетических блоков электростанций для обеспечения их бескавитационной работы на станциях используют насосы типа ПД (рис. 6.6).



Рис. 6.6. Бустерный насос

Конструктивно [8]:

ПД 650-160 – центробежный, горизонтальный, одноступенчатый, с рабочим колесом двухстороннего входа, подшипниками скольжения с кольцевой смазкой и концевыми уплотнениями сальникового типа, с приводом от электродвигателя. Патрубки насоса направлены горизонтально, в противоположные стороны.

ПД 1600-180-2 – центробежный, горизонтальный, одноступенчатый, с рабочим колесом двухстороннего входа, с подшипниками скольжения с принудительной смазкой и концевыми уплотнениями торцового типа, с приводом от турбины. Напорный патрубок направлен горизонтально вбок, входной патрубок направлен вертикально вниз.

Технические характеристики питательных насосов представлены в табл. 6.1 [8].

Таблица 6.1

Назначение и технические характеристики конденсатных насосов АЭС

Марка насоса	Подача, м ³ /ч	Напор, м	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	Примечание
ПЭА					
ПЭА 250-80-2	250	880	2973	800	ВВЭР-91
ПЭА 270-150	290	1720	2970	2000	
ПЭА 1300-185	1300	1780	4500	8000	
ПЭА 2000-90	2000	900	3000	6300	
ПЭА 1840-80	1840	910	3000	6300	ВВЭР-1200
ПТА					
ПТА 3750-75-3	3750	860	3409	9603	ВВЭР-1000
ПТА 3750-75-2	3400	635	3114	6285	К-1000-60/3000-2
ПД					
ПД 650-160	650	158	2980	324	
ПД 1600-180-2	1660	194	2063	954	
ПД 1600-180-2а	1050	184	2092	633	
ПД 1600-180-2б	1240	158	1995	618	

Конструкция питательных насосов, применяемых для установок с давлением пара 13,7 МПа

Электронасосы ПЭ-380-185/200, ПЭ-500-180, ПЭ-580-185/200, ПЭ-720-185, ПЭ-780-185/210 и ПЭ-900-185, применяемые для котлов с давлением пара 13,7 МПа, имеют однотипное унифицированное конструктивное исполнение.

На рис. 6.7 представлен продольный разрез питательного насоса ПЭ 380-185 [1].

Питательный насос ПЭ 380-185 – центробежный, горизонтальный, двухкорпусной, многоступенчатый.

Для повышения уровня безопасности эксплуатации и упрощения монтажа/демонтажа насос спроектирован двухкорпусным с внутренним секционным корпусом и односторонним расположением рабочих колес. Подобная конструкция позволяет передавать усилия от присоединения трубопроводов наружному жесткому кованному корпусу *11* в обход внутреннего, что обеспечивает его нормальную работу. Высокая жесткость внешнего корпуса позволяет присоединять всасывающий трубопровод при помощи фланцев. Напорный трубопровод закрепляется при помощи сварки. Кроме того, наличие слоя жидкости между наружным и внутренним корпусами снижает уровень шума при работе насоса, что является важным достоинством подобного конструктивного решения.

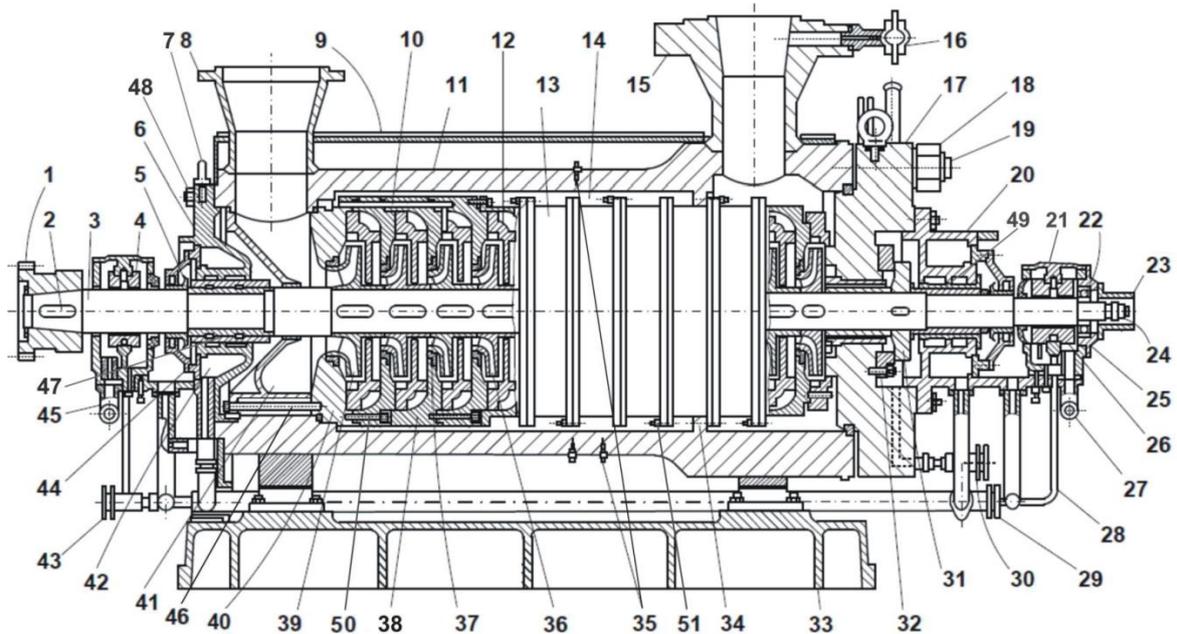


Рис. 6.7. Питательный электронасос ПЭ 380-185:

- 1 – ведомая зубчатая полумуфта; 2 – шпонка; 3 – вал; 4 и 26 – радиальные подшипники скольжения передний и задний; 5 – водоотбойный диск (кольцо); 6 и 17 – входная и напорная крышки; 7 – рым-болт; 8 и 15 – патрубки подводящий и напорный; 9 – кожух (термошумоограждение); 10 – канал для отвода воды в межкорпусное пространство; 11 – наружный корпус; 12 – направляющий аппарат; 13 и 38 – секции внутреннего корпуса; 14 – межкорпусное пространство; 16 – отвод на манометры; 18 – гайка, шайба плоская и пружинная; 19, 48 – шпильки; 20 – корпус заднего концевого уплотнения; 21 – корпус задней подшипниковой опоры; 22 – упорный подшипник; 23 и 24 – ограждение и указатель осевого сдвига ротора; 25 – крышка упорного подшипника; 27 и 45 – дренаж масла; 28 – подвод масла; 29 и 43 – коллектор дренажей холодного конденсата; 30 – отвод воды от гидропяты; 31 и 32 – разгрузочный диски подушка гидропяты; 33 – фундаментная плита; 34 – внутренний фланец наружного корпуса (фикс-пункт внутреннего корпуса); 35 – датчики контроля температуры; 36 – рабочее колесо 4-й ступени; 37 – уплотнение рабочих колес; 39 – рабочее колесо первой ступени; 40 – стыковая крышка; 41 – крышка кольцевой подводящей камеры; 42 – камера отвода конденсата; 44 – крышка концевого уплотнения; 46 – фиксирующие винты (шпильки); 47 и 49 – концевые уплотнения

Основным элементом является кованный наружный корпус 11 цилиндрической формы. В качестве материала используют качественную углеродистую сталь. В наружном корпусе устанавливаются секции внутреннего корпуса 13, 38, основным материалом элементов которого является хромистая сталь.

Всасывающий (входной) 8 и напорный (выходной) 15 патрубки имеют фланцевую конструкцию и крепятся при помощи сварки к

наружному корпусу, также как и лапы. Для обеспечения термических расширений корпуса насоса, опорные лапы фиксируются поперечными шпонками со стороны привода. Кроме того, в нижней части установлены две продольные шпонки.

Для осуществления измерения уровня температуры корпуса (верхней и нижней частей) в насосе предусмотрена установка специальных датчиков 35.

Для закрытия наружного корпуса предусмотрены двумя крышками – входной 6 и напорная 17. Крепление крышек осуществляется при помощи шпилек 19, 48. Между корпусом и выходной (напорной) крышкой сделан зазор 1...2 мм, позволяющий контролировать качество обжатия прокладки, изготовленной из металла.

Корпус переднего опорного подшипника 4 крепится к узлу переднего концевой уплотнения 47, расположенного во входной крышке. Корпус задней подшипниковой опоры 21 крепится к корпусу заднего концевой уплотнения 20, который также является корпусом узла гидравлической разгрузки осевых усилий 10, прикрепленным к напорной крышке.

Направляющие аппараты 12 устанавливаются напряженной посадкой в секции внутреннего корпуса 13, 38. Для предотвращения прокручивания направляющие аппараты закреплены в секциях при помощи винтов 50. Сами секции скрепляются друг с другом шпильками 51. Создаваемое насосом давление уплотняет металлические стыки секций. Кроме того, в стыках дополнительно установлены кольцевые уплотнения из термостойко резины.

С одной стороны, внутренний корпус центрируется в заточке наружного корпуса, образуя узел уплотнения между высоким и низким давлением и камеру отбора жидкости от третьей ступени. С другой стороны, внутренний корпус устанавливается на центрирующей заточке напорной крышки. Для крепления внутреннего корпуса в наружном используются шпильки 46 расположенные внутри входной крышки.

В насосе предусмотрена возможность отбора части воды от ступени № 3 через шесть осевых каналов 10 в первых трех секциях внутреннего корпуса, через которые вода попадает в камеру отбора между наружным корпусом и стыковой крышкой 40 внутреннего корпуса. Это позволяет поддерживать необходимое статическое давление и заполнять полость 14 между внутренним и наружным корпусами от первой до девятой ступени включительно питательной водой. Но из-за этого пришлось увеличить наружную стенку первых трех секций. После камеры отбора вода по сверлению в наружном корпусе (на рис. 6.7 не показано) поступает в отбор. Для уплотнения стыков камеры используется прокладка из хромистой стали.

Рабочие колеса насоса 36, 39 и др. установлены на вал 3 по скользящей посадке второго класса точности. Для обеспечения возможности термических расширений сделан зазор между торцами ступицы рабочего колеса последней ступени и втулкой разгрузочного диска. При этом, герметичность обеспечивается двухсторонним уплотнением в виде колец, изготовленных из термостойкой резины.

Лопастни всех колес загнуты назад ($\beta_{2л} < 90^\circ$) и имеют одинаковый диаметр D_2 по выходным кромкам лопаток. Для повышения всасывающей способности первая ступень насоса имеет рабочее колесо 39 с увеличенной входной воронкой. Возможны модификации насоса с предустановленным осевым колесом, что позволяет снизить необходимый геометрический подпор (высоту установки деаэратора).

Для минимизации возможных протечек по валу обеспечивается металлический контакт торцов ступиц рабочих колес.

Уплотнение рабочих колес: первой ступени – двухщелевое с зубом, межступенчатые – однощелевые ступенчатые. Переднее уплотнение колеса первой ступени выполнено однощелевым.

Для компенсации осевых усилий предусмотрено разгрузочное устройство – закрепленная в напорной крышке гидропята, которая включает диск 31 и подушки 32. В качестве материала используется модифицированный чугун.

Для недопущения протечек из насоса устанавливаются концевые уплотнения щелевого типа 47, 48. В них осуществляется промежуточный подвод и отвод использованного конденсата. Корпуса уплотнений крепятся к крышкам корпуса. В аварийном состоянии уплотнений, для недопущения проникновения воды в подшипники вне уплотнений устанавливаются водоотбойные кольца 5.

Ротор насоса устанавливается на подшипниках скольжения 4, 26. Вкладыши подшипника выполнены из баббита, а смазка осуществляется принудительно при помощи маслоустановки. Для избегания смещения положения ротора устанавливается ограничитель сдвига ротора с возможностью визуального контроля 23, 24.

Гидравлическая разгрузка осевого усилия

В отличие от турбин, в питательных насосах осевые силы направлены в сторону входа потока питательной воды, а не выхода. Осевые усилия при работе питательного насоса могут достигать значений в несколько тонн. Для компенсации этих усилий в насосе предусмотрена установка гидропята (рис. 6.8).

Разгрузка осевых усилий в гидропите осуществляется при помощи закрепленного на валу насоса (с выходной стороны) разгрузочного дис-

ка 3. В камере, образованной диском и подушкой пяты 2, создается избыточное давление примерно равное создаваемому насосом давлению. Жидкость по валу через зазор между ступицей разгрузочного диска и неподвижной втулкой пяты 5 поступает в данную камеру. Справа данная камера соединена с входной линией насоса.

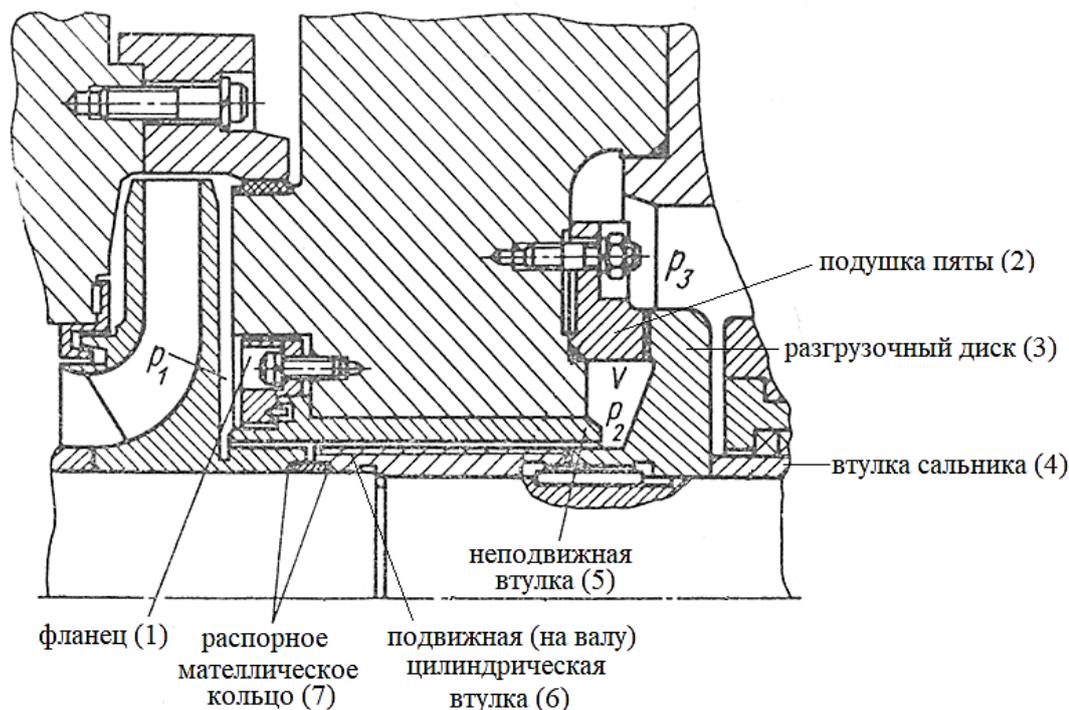


Рис. 6.8. Узел гидравлической разгрузки осевого усилия

Компенсирующая осевые нагрузки сила создается за счет перепада давлений между сторонами разгрузочного диска. В зависимости от создаваемой в насосе величины осевых сил определяется расстояние между подушкой пяты 2 и разгрузочным диском 3, и может составлять величину от 0,15 до 0,20 мм. В процессе эксплуатации насоса могут измениться параметры сети, что может привести к увеличению осевых сил. Это приведет к перемещению ротора насоса в сторону входного патрубка и уменьшению зазора между подушкой пяты и разгрузочным диском. В следствие этого, утечки через гидропяту снижаются, а давление перед разгрузочным диском возрастает. В результате чего возрастают силы, действующие на пяту в направлении выходного патрубка. И наоборот, снижение осевого усилия приводит к увеличению зазора гидропаты и снижению компенсирующей силы.

Подобная конструкция позволяет в процессе эксплуатации на разных режимах работы насоса осуществлять регулирование компенсирующих сил за счет изменения расстояния между подушкой пяты и раз-

грузочным диском без вмешательства извне. Однако, подобная конструкция немного снижает эффективность работы питательного насоса из-за наличия утечек через гидропату, которые составляют величину от 1,5 до 2,5 % от производительности насоса.

Концевые уплотнения щелевого типа

В насосных установках с повышенными требованиями к надежности и продолжительности безостановочной эксплуатации обычно используются бесконтактные уплотнения.

При эксплуатации насосов с невысокими параметрами перекачиваемой жидкости (температура менее 250 °С, давление менее 50 кгс/см²), используются уплотнения щелевого (лабиринтного) типа (рис. 6.9).

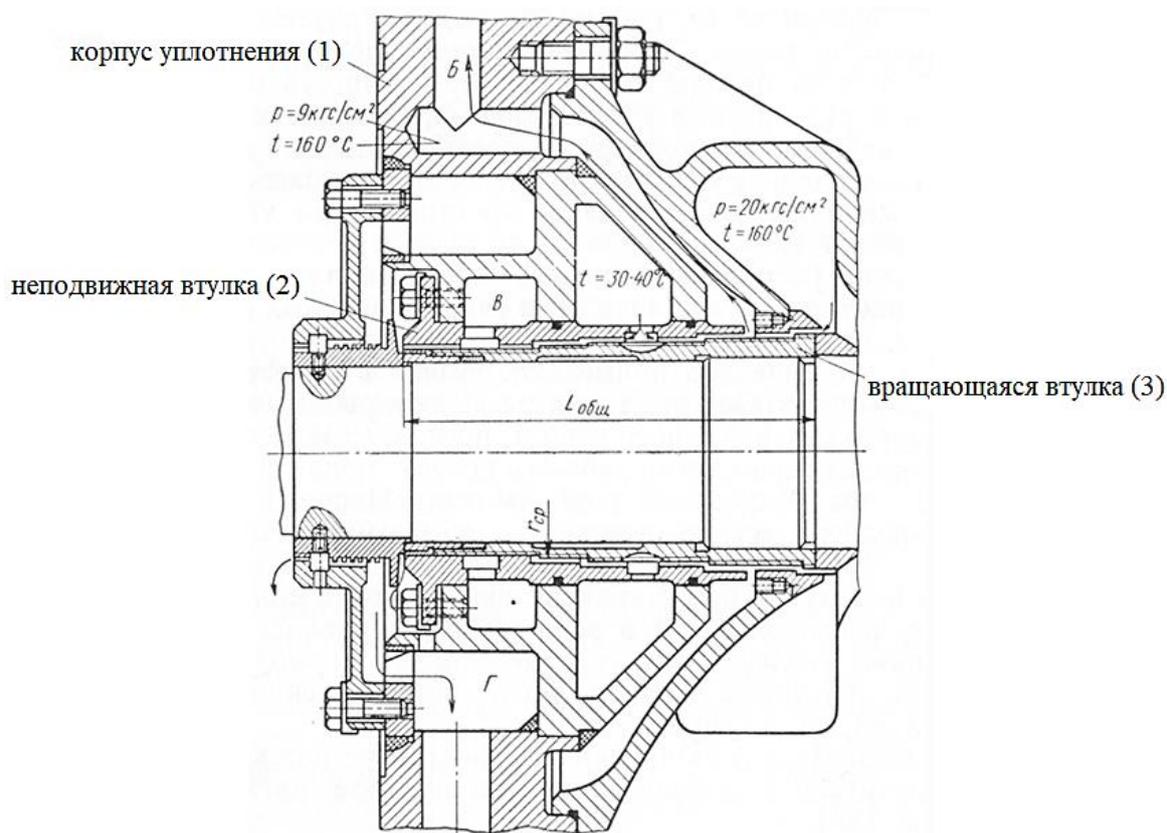


Рис. 6.9. Концевое уплотнение щелевого типа:

Для подвода конденсата в корпусе концевых уплотнений (1) предусмотрены специальные камеры промежуточных отборов (А), давление в которых больше, чем давление в камере Б на 0,5...1,0 кгс/см². Это позволяет обеспечить отсутствие протечек нагретой воды из концевого уплотнения. Поток конденсата разделяется на два:

- первый проходит через ступенчатую щель, затем соединяется с нагретой жидкостью, прошедшей через разгрузочную щель и направляется в деаэратор;
- второй протекая через длинную ступенчатую щель отводится в камеру, соединенную с конденсатором.

Небольшая часть потока проходя через короткую наружную щель, поступает в безнапорную емкость.

Поскольку в подобных конструкциях отсутствует контакт вращающихся частей, то ресурс эксплуатации уплотнения в основном зависит от эрозийного износа неподвижной и вращающейся втулок. Для минимизации эрозийного износа за счет возможного контакта подвижной и неподвижной части радиальный зазор в щели устанавливается в диапазоне 0,25...0,30 мм. Длина щели зависит от разности давлений. Для снижения утечек через щель и повышения ее сопротивления возможно выполнение кольцевых канавок с шагом 3,2 мм и размером 1,6 × 1,6 мм. Данное мероприятие приводит к снижению потерь на величину порядка 30 %. Недостатком данного мероприятия является повышение уровня вибраций ротора из-за появления дополнительных гидродинамических колебаний.

Контрольные вопросы

1. Перечислите основные требования к питательным насосам?
2. Как должна выглядеть напорная характеристика насоса?
3. Как можно изменить частоту вращения насоса?
4. По какой причине мощные насосы изготавливают многоступенчатыми?
5. Почему насосы изготавливают двухкорпусными?
6. Что используют в качестве материала для наружного корпуса?
7. Что используют в качестве материала для внутреннего корпуса?
8. Чем обусловлены лучшие шумовые характеристики двухкорпусных насосов?
9. Как обеспечивается термическое расширение корпуса насоса?
10. Какие элементы питательных насосов нуждаются в температурном контроле?
11. Как осуществляется крепление крышек корпуса насоса?
12. Каким образом крепятся между собой секции внутреннего корпуса?
13. Как осуществляется уплотнение металлических стыков секций внутреннего корпуса насоса?
14. С какой целью выполнены осевые каналы в первых трех секциях?
15. По какой причине утолщена наружная стенка первых трех секций внутреннего корпуса?

16. Каким образом рабочие колеса фиксируются на валу?
17. Каким образом обеспечивается компенсация термических расширений элементов ротора?
18. Какой формы выполнены лопасти рабочих колес насоса?
19. С какой целью увеличенную входную воронку в первой ступени?
20. С какой целью дополнительно устанавливается предвключенное осевое колесо?
21. Каким образом не допускается протечка воды по валу?
22. Каким образом компенсируются осевые усилия?

Список литературы

1. Абрамов А.П. Конденсатные электронасосы ТЭС и АЭС: инструкция по изучению конструкций узлов, элементов и приемов эксплуатации / А.П. Абрамов. – Кемерово : ГУ КузГТУ, 2011.
2. Малюшенко В.В. Энергетические насосы : справочное пособие / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. – Москва : Энергоиздат, 1981.
3. Малюшенко В.В. Насосное оборудование тепловых электростанций / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. – Москва : Энергия, 1975.
4. Малюшенко В.В. Монтаж энергетических насосов ТЭС и АЭС / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. – Москва : Энергоатомиздат, 1989.
5. Михайлов А.К. Лопастные насосы / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1977.
6. Будов В.М. Насосы АЭС / В.М. Будов. – Москва : Энергоатомиздат, 1986.
7. Питательные насосы. Строительный информационный портал. – Режим доступа : <http://www.stroitelstvo-new.ru/nasosy/pitatelnye.shtml> (дата обращения: 20.06.2019 г.).
8. АО «ГИДРОМАШСЕРВИС» — ОБЪЕДИНЕННАЯ ТОРГОВАЯ КОМПАНИЯ АО «ГРУППА ГМС». – Режим доступа : http://www.hms.ru/pumps_catalog/?SECTION_ID=326&ELEMENT_ID=705 (дата обращения: 20.06.2019 г.).
9. ГОСТ 24464–80 Насосы питательные энергетических блоков АЭС. Общие технические условия (с Изменениями N 1, 2). – Москва : Издательство стандартов, 2004. – 7 с.
10. Воробьев А.В. Методические указания к выполнению лабораторной работы «Изучение конструкций конденсатных насосов» для студентов направлений специальности 140400 «Техническая физика» и 140100 «Теплоэнергетика и теплотехника» / А.В. Воробьев. – Томск : Изд-во ТПУ, 2012. – 21 с.

7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВИХРЕВОГО (ЦЕНТРОБЕЖНОГО) НАСОСА

Введение

Насосы различного вида (центробежные, струйные, вихревые) широко применяются на тепловых и атомных электростанциях, оказывая существенное влияние на параметры эффективности и надежности системы в целом.

Зависимость напора от объемной подачи (производительность) – напорная характеристика насоса – является важнейшей характеристикой насоса. Поскольку она может существенно меняться с износом оборудования, определение и актуализация характеристики насоса является регулярной процедурой на электростанции. Помимо напорной, важной являются зависимости потребляемой мощности, КПД и кавитационного запаса (необходимое избыточное давление или подпор на всасе) от производительности.

В работе приведена экспериментальная методика определения напорной характеристики вихревого насоса. Остальные параметры (мощность и кавитационный запас) определялись расчетным способом.

Цель: экспериментальное определение напорной характеристики отдельно работающего вихревого насоса; расчет зависимости потребляемой мощности и кавитационного запаса от производительности; определение погрешности измерений.

Экспериментальный стенд

Определение характеристики вихревого насоса производится с помощью экспериментального стенда с открытой циркуляцией воды. Внешний вид лабораторного стенда представлен на рис. 7.1.

Стенд состоит из открытого резервуара 1, вихревых насосов 3, 14 и 16 с электродвигателями, всасывающего трубопровода 7 с отсекающими кранами 2, 15 и 28, напорного трубопровода 8 с регулирующим вентилем, контрольно-измерительной аппаратуры 4, 10, 11 и др. Для определения потребляемой электрической мощности необходимо дополнительно использовать амперметр (считая напряжение в сети постоянным).

Внимание. Для проведения данной лабораторной работы используется часть стенда, включающая насос 3 с обвязкой (2, 5, 6, 8, 12, 13) и относящиеся к этому насосу контрольно-измерительные приборы (4, 10, 11).

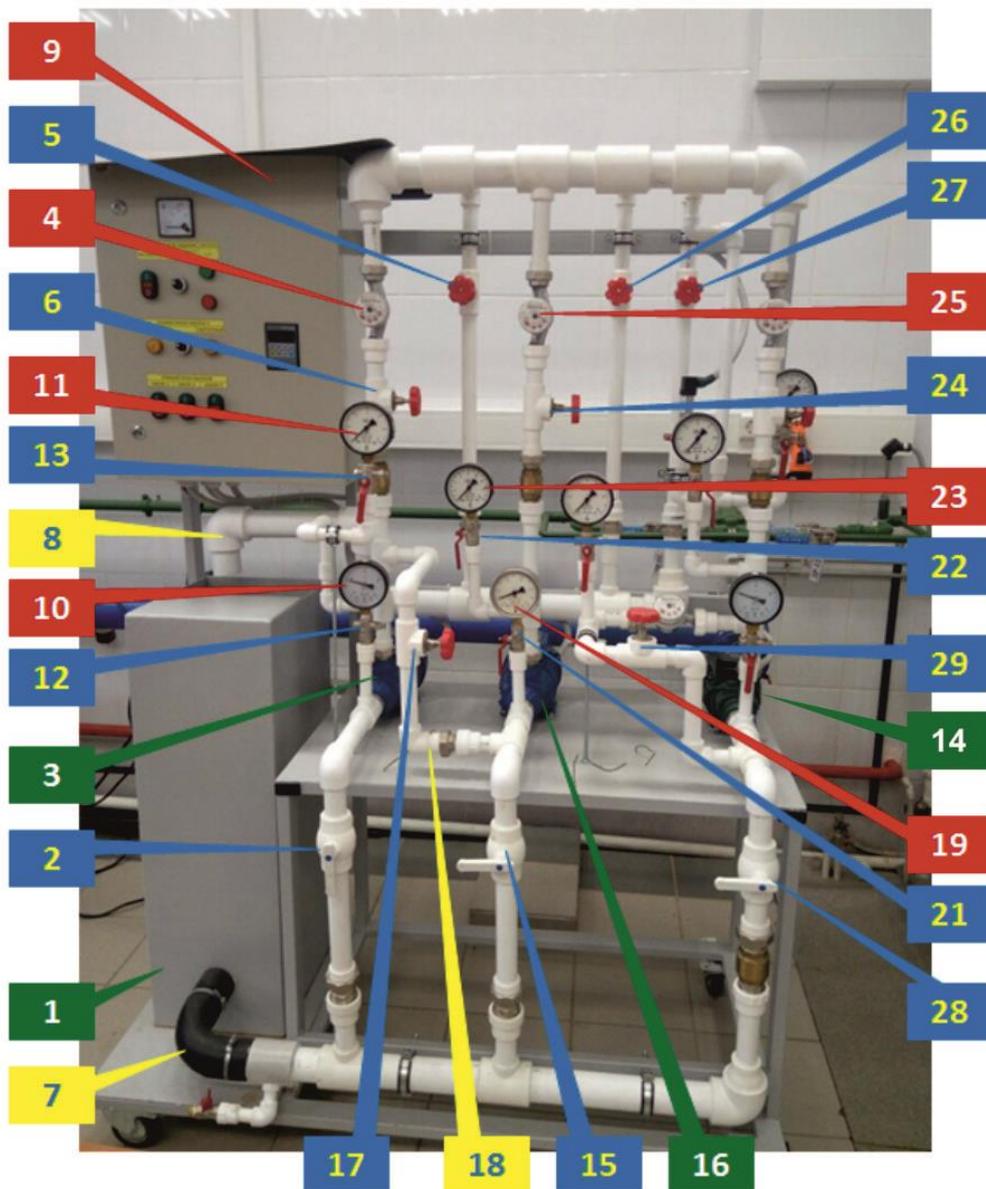


Рис. 7.1. Внешний вид лабораторного стенда:

1 – открытый резервуар; 2, 12, 13, 15, 21, 22, 28, 29, 31, 37 – двухпозиционные шаровые краны; 3, 14, 16 – вихревой насос; 4, 25, 34 – крыльчаточный расходомер (водосчетчик); 5, 6, 17, 24, 26, 27, 29, 33, 35 – регулирующие вентили; 7 – всасывающий участок; 8 – напорный участок; 9 – щит управления; 10, 19, 30 – мановакуумметры; 11, 23, 32, 36 – манометры; 14, 20, 38 – пробки заправочных горловин насосов (не указаны); 18 – перемычка

На рис. 7.2 приведена гидравлическая схема лабораторной установки, используемая при выполнении данной работы.

В качестве исследуемого насоса используется насос QB 70: моноблочный горизонтальный одноступенчатый с рабочим колесом вихревого типа (рис. 7.3, табл. 7.1).

Измерительная часть включает следующие контрольно-измерительные приборы:

- одноструйный крыльчатый счетчик воды 4 типа ЕТК 1367-06 для измерения количества воды, протекающей по трубопроводу (рис. 7.4, табл. 7.2);
- стрелочный мановакуумметр марки МВПЗ-У для измерения давления на линии всаса (п. 10 рис. 7.2);
- стрелочный манометр марки МПЗ-УУ2 (внешний вид представлен на рис. 7.5) для измерения избыточного давления на нагнетательной линии (п.11 рис. 7.2).

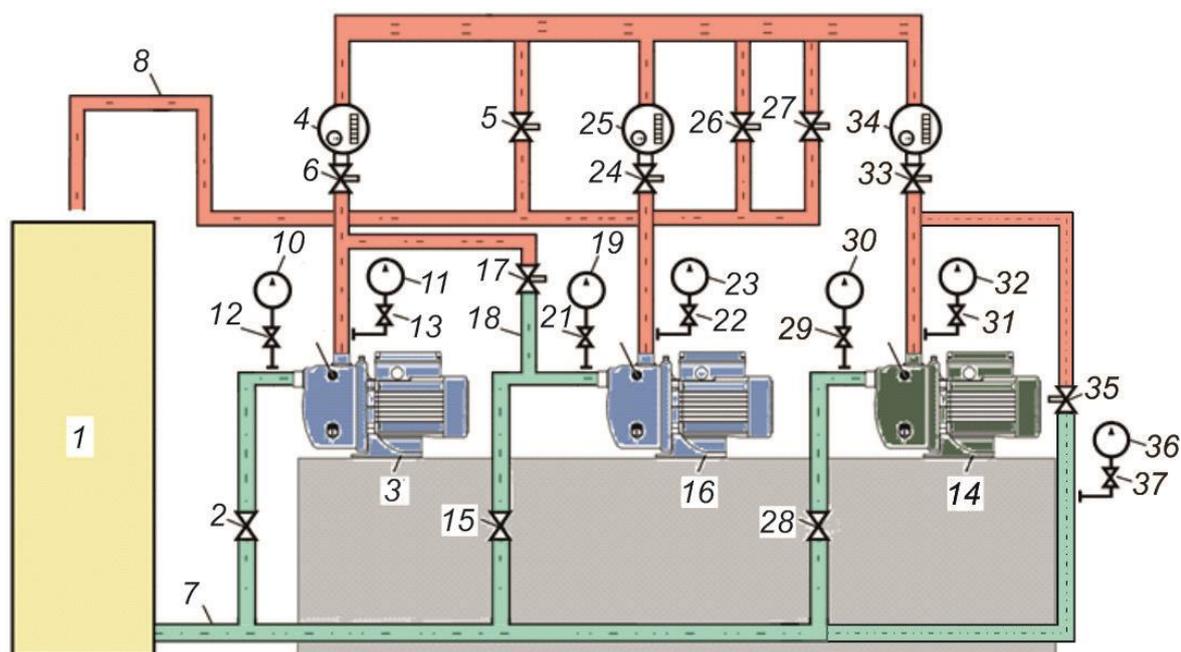


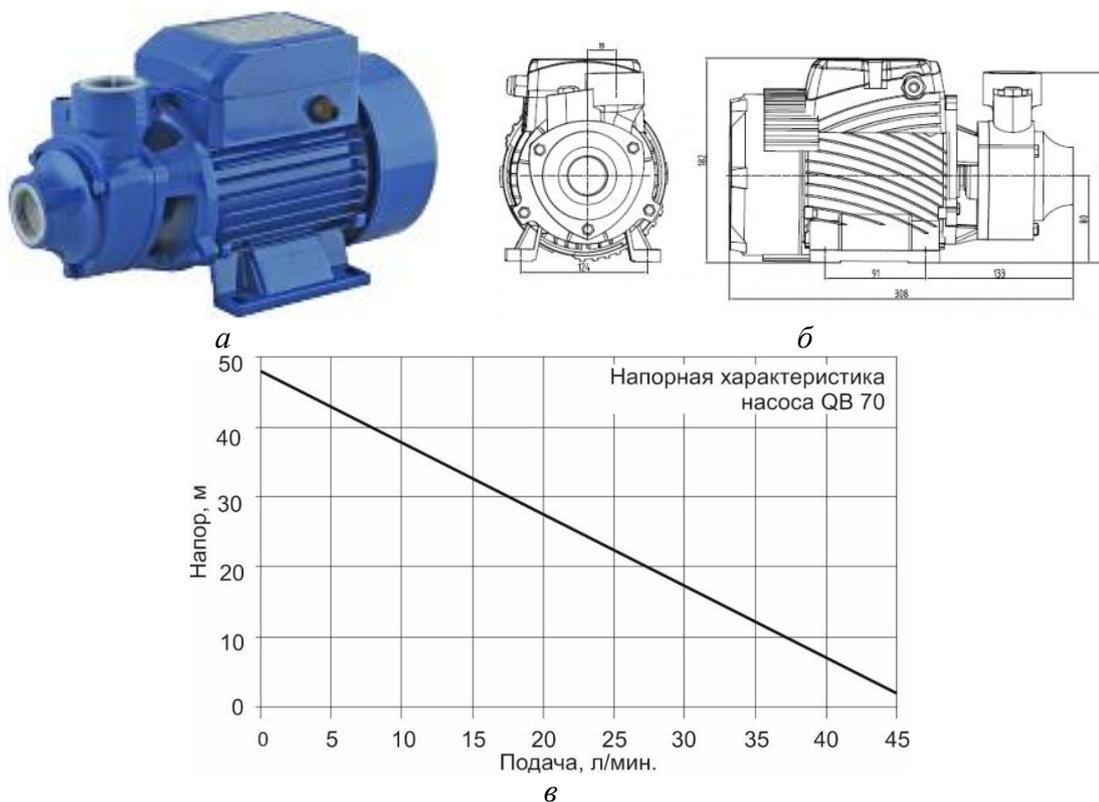
Рис. 7.2. Условное изображение гидравлической части лабораторной установки.

Обозначения идентичны обозначениям рис. 7.1.

Зеленым обозначения линия всасывания, красным – линия нагнетания

В качестве приборов для определения давления в установке используются манометры и мановакуумметры показывающие МПЗ-У и МВПЗ-УУ2 (внешний вид последнего приведен на рис. 7.5), которые предназначены для измерения избыточного и/или вакуумметрического давления неагрессивных (по отношению к материалу гильз – медным сплавам), некристаллизующихся жидкостей и газов.

Принцип действия указанных манометров основан на деформации трубчатой пружины Бурдона, которая изменяет длину пропорционально давлению.



*Рис. 7.3. Насос QB 70:
а – внешний вид; б – чертеж; в – напорная характеристика*

Таблица 7.1

Основные технические характеристики насоса QB 70

Наименование	Значение
Материал корпуса насоса	чугун
Материал рабочего колеса	латунь
Материал ведущего вала	нержавеющая сталь AISI 304 (аналог 08X18Н10)
Материал торцового уплотнения	графит/керамика
Параметры электрической сети	~220 В, 50 Гц
Мощность электродвигателя, Вт	550
Производительность (максимальная), л/мин	40
Напор (максимальный), м	45
Скорость вращения рабочего колеса, об/мин	2850
Максимальная высота всасывания, м	5
Диапазон рабочих температур воды, °С	+1...35
Максимальное рабочее давление, МПа	0,8

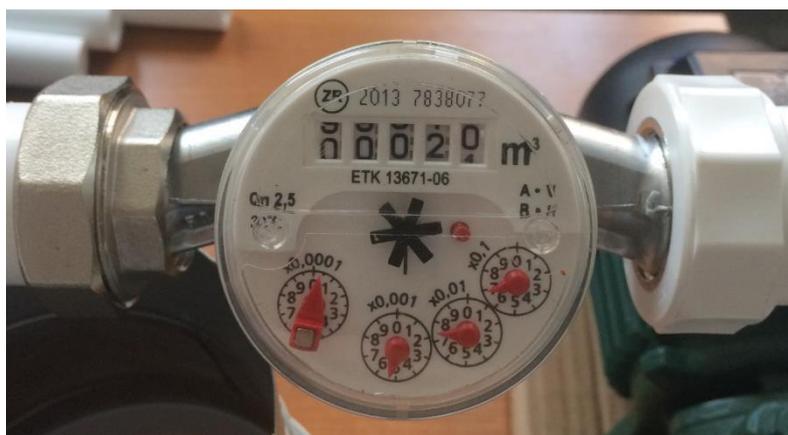


Рис. 7.4. Внешний вид водосчетчика ETK 1367-06

Таблица 7.2

Основные технические характеристики водосчетчика ETK

Наименование	Значение
Пределы допускаемых значений относительной погрешности измерений (%) в диапазонах: <ul style="list-style-type: none"> от Q_{\min} до Q_t (исключая) от Q_t (включая) до Q_{\max} 	±5 ±2
Максимальное рабочее давление, МПа	1,6
Максимальная температура воды, °C	40
Номинальный расход, м ³ /ч	2,5
Максимальный расход, м ³ /ч	5
Переходный расход Q_t , л/ч (кл. В)	200
Минимальный расход Q_{\min} , л/ч (кл. В)	50
Порог чувствительности, л/ч (кл. В)	25



Рис. 7.5. Внешний вид манометра типа МПЗ-УУ2

Основные характеристики приборов для измерения давления представлены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Технические характеристики приборов для измерения давления

Показатель	Значение
Измеряемая среда	вода
Диапазон показаний давления (кгс/см ²)	
• мановакуумметр МВПЗ-У	-1...3
• мановакуумметр МВПЗ- УУХЛ1	-1...9
• манометр МПЗ-УУ2	0...6
• манометр МПЗ-УУ2	0...16
Диаметр панели прибора (м)	0,1
Класс точности $\varepsilon_{кл.т}^{пр}$ (%)	1,5

Порядок выполнения работы

1. Исходное состояние: схема электропитания насосов *14* и *16* – разобрана; вентили *15, 17, 21, 22, 24, 26, 27, 28, 31, 33, 35, 37* полностью закрыты.

2. Открыть кран *2* и, приоткрыв пробку заправочной горловины насоса *3* (на рис. 7.1 и 7.2 не показаны), убедиться, что исследуемый насос полностью заполнен (из пробки должна политься вода). В случае неполного заполнения насоса необходимо долить воду в резервуар *1*.

3. Собрать электрическую схему и включить питание насоса *3*.

4. Полностью открыть краны *2, 12, 13* и регулирующий вентиль *6*, запустить насос.

5. При работе насоса с полностью закрытой задвижкой *5* при $Q = 0$, показания мановакуумметра *10* и манометра *11* зафиксировать необходимо производить максимально быстро, ориентируясь на частоту и звук (для избежания поверждения оборудования).

6. Создать не менее 5 режимов работы насоса, соответствующих различным расходам воды в диапазоне от 0 до Q_{max} , с помощью регулирующего вентиля *5*.

7. Перед началом лабораторной работы необходимо:

- измерить расстояние между центрами циферблатов манометра *11* и мановакуумметра *10*: _____ м;
- определить цену деления:
 - мановакуумметра *10*: _____ Па;
 - манометра *11*: _____ Па;
 - водосчетчика *4*: _____ м³;
 - секундомера: _____ с.

8. При каждом режиме фиксировать показания следующих приборов:

- амперметра (дважды – в начале отсчета оборота счетчика и в конце);

- мановакууметра 10;
- манометра 11;
- водосчетчика 4;
- секундомера.

Расход определять рекомендуется следующим образом: необходимо зафиксировать время n полных оборотов стрелки с ценой деления $0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ на шкале водосчетчика, т. е. один полный оборот соответствует 1 л. Для режимов с высоким расходом рекомендуется выбрать большее число оборотов (например, $n = 20..30$ для полностью открытой задвижки и $n = 5..10$ для значительно закрытой задвижки).

9. Результаты измерений рекомендуется заносить в протокол в форме табл. 7.4.

Таблица 7.4

Протокол измерений

Величина	Задвижка полностью закрыта	Частично открытая задвижка				Задвижка полностью открыта
	1	2	3	4	5	6
$p_1, \text{ кгс/см}^2$						
$p_2, \text{ кгс/см}^2$						
$V, \text{ л}$						
$\tau, \text{ с}$						

10. Для построения напорной, энергетической и кавитационной характеристик необходимо определить следующие параметры:

10.1. Объемную подачу насоса (объемный расход), $\text{м}^3/\text{с}$

$$Q = 10^{-3} \cdot V / \tau,$$

где V – объем воды, соответствующий за n полным оборотам соответствующей стрелки водосчетчика, л; τ – время перекачки объема воды V , с.

10.2. Напор насоса, м

$$H = 9,8(p_2 - p_1) + \Delta z_m,$$

где p_1, p_2 – давления воды на входе и выходе из насоса, определяемых по показанию соответствующих приборов на всасывающей и нагнетательной частях трубопровода, кгс/см^2 ; Δz_m – разница высот осей стрелок манометров 10 и 11, м.

10.3. Полезную мощность насоса, Вт

$$N_n = 9,8\rho H Q,$$

где ρ – средняя плотность воды при температуре и давлении на всасе и нагнетании, кг/м^3 .

10.4. Потребляемую мощность насоса по следующей формуле:

$$N_{\text{пот}} = IU,$$

где I – сила тока, А; U – напряжение, В (для лабораторной работы принять равным 380 В). В отсутствие указанных данных потребляемую мощность насоса можно принять равной номинальному значению.

10.5. КПД, %

$$\eta = N_{\text{п}} / N_{\text{пот}} \cdot 100 \text{ \%}.$$

10.6. Кавитационный запас без учета потерь на всасе, м вод. ст.

$$h_{\text{к.з}} = 10(n\sqrt{Q}/C)^{4/3},$$

где n – частота вращения двигателя, об/мин; $C = 900$ – эмпирический коэффициент Руднева.

11. Определенные значения представить в виде табл. 7.5 и построить искомые графики напорной, энергетической и кавитационной характеристик насосов $H = f(Q)$, $N_{\text{п}} = f(Q)$, $h_{\text{к.з}} = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

Таблица 7.5

Результаты испытаний

Величина	Задвижка полностью закрыта	Частично открытая задвижка				Задвижка полностью открыта
	1	2	3	4	5	6
Q , м ³ /с						
H , м вод.ст.						
$N_{\text{п}}$, Вт						
$N_{\text{эл}}$, Вт*						
η , %						
$h_{\text{к.з}}$, м вод. ст.						

Порядок определения погрешности измерений

1. Погрешность косвенных измерений

Полезная мощность насоса определялась по приведенной ниже формуле:

$$N_{\text{п}} = 9,8\rho HQ = 9,8\rho \left[9,8(p_2 - p_1) + \Delta z_{\text{м}} \right] \frac{V}{\tau}, \quad (1)$$

то есть результат косвенных измерений указанных величин:

- абсолютные давления воды на входе p_1 и выходе p_2 из насоса;
- перекачанный за время наблюдений объем воды V ;

- продолжительность наблюдения τ .

Абсолютная погрешность величины x , определяемой косвенно и зависящей от нескольких величин a, b, c, \dots с соответствующей погрешностью $\Delta a, \Delta b, \Delta c, \dots$ по следующей функции:

$$x = f(a, b, c, \dots) \quad (2)$$

может быть, в общем случае, может быть определена следующим образом. Величины a, b, c, \dots могут быть получены как путем прямых измерений (в таком случае их погрешность может быть оценена по методике определения погрешности прямых измерений), так и путем использования констант и справочных данных (их погрешность указывается в источнике). Отдельно отметим, что, хотя величины a, b, c, \dots также могут быть результатами косвенных измерений с соответствующими погрешностями, рекомендуется зависимость $f(a, b, c, \dots)$ упростить до тех пор, пока данная функция не будет включать только константы и величины, измеряемые прямо. Обязательным условием является взаимная независимость величин a, b, c, \dots .

Полный дифференциал данной функции x будет иметь вид:

$$dx = \frac{\partial x}{\partial a} da + \frac{\partial x}{\partial b} db + \frac{\partial x}{\partial c} dc + \dots, \quad (3)$$

здесь $\frac{\partial x}{\partial a}, \frac{\partial x}{\partial b}, \frac{\partial x}{\partial c}$ – частные производные функции $f(a, b, c, \dots)$ по соответствующим переменным a, b, c .

Очевидно, что погрешность каждой величины $\Delta a, \Delta b, \Delta c, \dots$, входящей в функцию $f(a, b, c, \dots)$, вносит вклад в общую погрешность Δx определяемой величины x . В случае выполнения следующего условия $\Delta a, \Delta b, \Delta c, \dots \ll a, b, c, \dots$, уравнение для абсолютной погрешности Δx , в явном виде, может быть представлено в следующем виде:

$$\Delta x = \frac{\partial x}{\partial a} \cdot \Delta a + \frac{\partial x}{\partial b} \cdot \Delta b + \frac{\partial x}{\partial c} \cdot \Delta c + \dots \quad (4)$$

где Δx – абсолютная погрешность рассчитываемой величины x ; $\Delta a, \Delta b, \Delta c, \dots$ – погрешности непосредственно наблюдаемых величин a, b, c, \dots , соответственно. Для данной работы может быть принята равной приборной погрешности соответствующего оборудования (см. п. 2).

На практике, для определения Δx косвенно измеренной величины x , выражаемой функцией (2), с учетом допущения о статистической независимости величин a, b, c, \dots , может применяться статистическое суммирование по следующей формуле:

$$\Delta x = \sqrt{\left(\frac{\partial x}{\partial a} \cdot \Delta a\right)^2 + \left(\frac{\partial x}{\partial b} \cdot \Delta b\right)^2 + \left(\frac{\partial x}{\partial c} \cdot \Delta c\right)^2 + \dots} \quad (5)$$

Полученная в результате нескольких измерений величина x с учетом доверительного интервала может быть записана как:

$$x = \bar{x} \pm \Delta x, \quad (6)$$

где \bar{x} – среднее (по результатам повторных измерений) значение величины, вычисляемой путем подстановки средних значений аргументов в уравнение (1):

$$\bar{x} = f(\bar{a}, \bar{b}, \bar{c}, \dots).$$

В случае однократного измерения определяемой косвенно величины может быть использовано выражение, аналогичное приведенному ранее (6):

$$x = x_p \pm \Delta x, \quad (7)$$

где x_p – значение функции, рассчитанное по однократно измеренным значениям аргументов a, b, c, \dots , полученным путем прямых измерений.

2. Приборная погрешность

Данные и методики для определения приборных погрешностей обычно представлены в паспортах на соответствующее оборудование.

Манометры

Приборная погрешность любых стрелочных приборов для измерения давления, в первую очередь, зависит от класса точности прибора.

Класс точности $\varepsilon_{\text{кл.т}}^{\text{пр}}$ манометра – это отношение максимальной погрешности определения давления $\Delta x^{\text{пр}}$ к максимальному значению измеряемого давления x_{max} (в большинстве случаев может быть принято равным максимальному значению на шкале). Выражается в %.

Класса точности указывается на лицевой панели (в нерабочей области шкалы) в виде простого числа, не обведенного в кружок или звездочку, без знака «%».

Абсолютное значение максимально приборной погрешности в таком случае может быть оценена по следующей формуле:

$$\Delta x^{\text{пр}} = \frac{\varepsilon_{\text{кл.т}}^{\text{пр}}}{100} x_{\text{max}}.$$

Так как относительная погрешность может быть определена по следующей формуле:

$$\varepsilon_x^{\text{пр}} = \frac{\Delta x_{\text{пр}}}{x_{\text{изм}}},$$

то можно сделать вывод о том, что относительная погрешность возрастает при уменьшении абсолютного значения измеряемой величины $x_{\text{изм}}$.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что измерения в начальной части шкалы на таких приборах приводят к значительной погрешности. Поэтому стрелочные манометры (как и практически любые стрелочные приборы) подбираются таким образом, чтобы ожидаемое измеренное значение давления находилось в верхней части шкалы.

В отсутствие данных о классе точности прибора (и аналогичных приборов), погрешность может быть оценена как половина цены деления приборной шкалы.

Водосчетчик (расходомер)

Данные о погрешности водосчетчика, использованного в данной лабораторной работе, приведены в табл. 7.2 ранее. Для выбора подходящего значения относительной погрешности, необходимо определить, в каком диапазоне находится измеряемая величина.

В случае отсутствия данных о погрешности, она может быть принята, по аналогии с манометрами, равной половине цены деления наименьшей приборной шкалы. В использованном в данной работе воды, минимальная цена деления приборной шкалы равна 0,1 л.

Секундомер

Для измерения времени реакция оператора, в большей степени определит ошибку (вне зависимости от абсолютной погрешности секундомера) и может быть принята равной 0,1 с.

Рулетка (линейка)

Погрешность измерения расстояния между осями манометра и мановакуумметра D_{z_m} принять равной половине цены деления прибора (рулетка или линейка).

3. Порядок расчета погрешности $N_{\text{п}}$

Внимание. Рекомендуется проводить оценку погрешности для максимального из полученных опытных значений мощности.

В итоге, погрешность определения полезной мощности насоса $N_{\text{п}}$ может быть оценена следующим образом:

- 1) необходимо аналитическим способом определить вид частных производных $\partial N_{\text{п}}/p_1$, $\partial N_{\text{п}}/p_2$, $\partial N_{\text{п}}/V$, $\partial N_{\text{п}}/\Delta z_m$ и $\partial N_{\text{п}}/\tau$. Рассчитать значения частных производных в каждой измеренной точке;

- 2) с использованием паспортных данных определить приборную погрешность Δp_1 , Δp_2 , ΔV , Δz_m и $\Delta \tau$;
- 3) с помощью формулы (5) и определенных в п.1 и 2 величин вычислить абсолютную погрешности определения полезной мощности насоса $N_{\text{п}}$;
- 4) правильно представить результат измерения $N_{\text{п}}$ с учетом доверительного интервала.

4. Аналогичным образом производятся расчеты применительно к $N_{\text{эл}}$ и η .

Условные обозначения

C	– кавитационный коэффициент Руднева, б/р.
D	– диаметр, м.
g	– ускорение свободного падения, м/с ² .
$h_{\text{к.з}}$	– кавитационный запас, м.
H	– напор, м.
I	– сила тока, А.
n	– число оборотов стрелки водосчетчика, шт.
$N_{\text{п}}$	– полезная мощность насоса, Вт.
$N_{\text{эл}}$	– потребляемая из сети мощность, Вт.
p	– абсолютное давление, Па.
p_1	– давление на всасе, Па.
p_2	– давление на нагнетании, Па.
Q	– объемный расход воды, л/с или м ³ /с.
Δz_m	– расстояние по вертикали между местами измерения давления, м
U	– напряжение, В.
V	– объем воды, перекачанной через водосчетчик, м ³ .
$\varepsilon_{\text{кл.т}}^{\text{пр}}$	– приведенный класс точности прибора, %.
η	– КПД насоса, %.
ρ	– плотность воды, кг/м ³ .
τ	– интервал времени, за который был перекачан объем воды V , с.

Требования к отчету

Отчет выполняется в соответствии с требованиями, указанными в ПРИЛОЖЕНИИ.

Контрольные вопросы

1. Какие классификации насосов вы знаете? Назовите их.

2. Укажите, какое оборудование необходимо для проведения испытания насоса.
3. Дайте определение термина «напорная характеристика насоса».
4. Дайте определение термина «энергетическая характеристика насоса».
5. Дайте определение термина «кавитационная характеристика насоса».
6. Какие измерения необходимо проводить для испытания насоса?
7. Укажите особенности выбора и установки приборов измерения давления для испытания насосов.
8. Укажите особенности выбора и установки приборов измерения расхода для испытания насосов.
9. Как в работе определялась полезная и потребленная мощность насоса?
10. Как в работе определялась скорость воды? Как менялась скорость воды на различных участках трубопровода?
11. Как в работе определялся напор насоса? Какие приборы использовались для измерения величин, необходимых для определения напора насоса?
12. Предложите способы для определения КПД испытываемого насоса. Какие измерения дополнительно необходимо производить?
13. Как в работе определялся кавитационный запас при различных режимах работы установки?
14. Влияет ли положение установленных на стенде манометров на результат измерений? Каким образом?
15. Как частота вращения вала насоса влияет на его характеристики?
14. Какой способ регулирования насоса использовался в данной работе? Какие ещё способы регулирования вы знаете?

Список литературы

1. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. – Москва : Энергоатомиздат, 1984.
2. Тепловые и атомные электрические станции : справочник / под ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – Москва : Энергоиздат, 1982, 1987. – 624 с. (Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.).

8. ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ВИХРЕВЫХ НАСОСОВ

Введение

Совместная одновременная работа нескольких насосных установок на сеть является достаточно стандартной ситуацией для крупных энергетических установок. К основным случаям, когда имеется необходимость установки нескольких насосов, относятся случаи:

- когда один насос имеет слишком низкую производительность и/или напор;
- параметры сети меняются в широком диапазоне;
- требуется обеспечить высокую степень резервирования.

В реальных установках одновременное включение может иметь различный характер, наиболее часто встречается последовательное и параллельное включение. В данной работе будет исследоваться параллельная работа идентичных насосов на сеть.

Параллельной работой насосов называется такое соединение, когда насосы подают жидкость в общий коллектор с фиксированным давлением. Основным признаком является одинаковый напор работающих параллельно насосов.

Параллельная работа используется в случае:

- невозможности обеспечения требуемого расхода одним насосом;
- при выборе одного наиболее подходящего насоса образуется избыточный запас производительности (относительно номинального режима);
- слишком низкий КПД при байпасировании.

Цель: изучение теоретических основ совместной работы идентичных центробежных насосов при параллельной работе, экспериментальное определение и построение их совместной напорной характеристики, а также её анализ.

Основные теоретические сведения

Внешний вид характеристик одного и двух одинаковых насосов, соединенных параллельно, приведен на рис. 8.1.

Для получения совместной напорной характеристики двух параллельно работающих одинаковых насосов, имеющих одинаковую характеристику, необходимо удвоить значения абсциссы характеристики одного насоса (линия BD) при одинаковых значениях напора – линия ВАК. Так, например, для нахождения расхода, соответствующего определенному напору (точка *б*) необходимо удвоить производительность

одного насоса при данном напоре (точка $в$), т. е. длина отрезков $аб = бв$. Аналогичным способом определяются прочие точки совместной характеристики при других значениях напора.

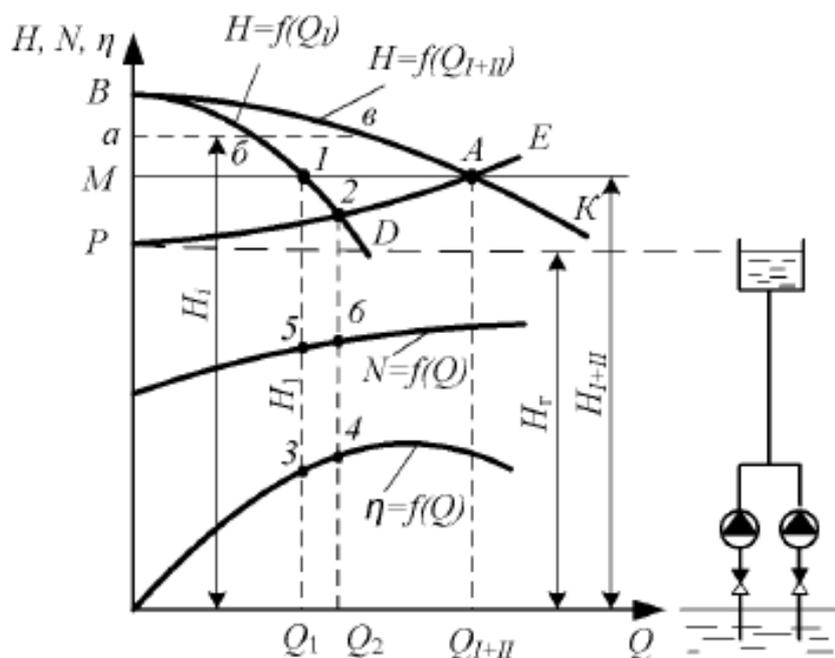


Рис. 8.1. Напорные характеристики одного ($H=f(Q_I)$) и двух соединенных параллельно ($H=f(Q_{I+II})$) насосов и принципиальная схема установки

Рабочая точка при работе подобной группы насосов на сеть (характеристика сети – линия PAE) – точка A . Напор в данной точке обозначен как $H_I + H_{II}$, а производительность – $Q_I + Q_{II}$. Чтобы определить, в каком режиме работает каждый из насосов в группе, необходимо из рабочей точки A провести горизонтальную линию до пересечения с характеристикой отдельного насоса – точка 1 . Производительность в данной точке определится как точка пересечения с осью абсцисс Q_I , напор – точка пересечения с осью ординат H_I .

По рис. 8.1 видно, что напор H_{I+II} , развиваемый в группе двух параллельно работающих насосов, равен напору H_I , который имеет каждый из входящих в группу насосов. Подача каждого насоса $Q_I = Q_{II}$ одинакова и равна половине суммарной производительности в рабочей точке $Q_I + Q_{II}$.

Рабочая точка при работе любого насоса или группы насосов на сеть определяется как точка пересечения характеристики насоса или группы совместно работающих насосов с характеристикой сети. Как видно из рис. 8.1, рабочая точка при работе одиночного насоса на сеть (точка 2) характеризуется не только меньшей подачей (значение Q_2), но

и меньшим напором H_2 . При этом следует отметить, что расход в точке 2 больше расхода в точке 1.

В результате, сумма подач насосов, работающих в группе параллельно, меньше, чем сумма подач этих же насосов при их отдельной работе на идентичные сети. Это связано с тем, что с ростом расхода жидкости, перекачиваемой насосом, увеличиваются потери давления, и, в результате, снижается напор, соответствующий данному расходу.

Кривая, соответствующая зависимости КПД насоса от подачи $\eta = f(Q)$ (рис. 8.1) и не изменится при совместной параллельной работе насосов. Значения КПД одинаковых насосов при совместной работе будут также одинаковыми и могут быть определены как точка на линии η при подаче, соответствующей точке 1 Q_1 – точка 3 на рис. 8.1. Аналогично можно определить КПД насосов при отдельной работе – точка 4 на рис. 8.1 при подаче Q_2 .

Схожим образом может быть определено значение мощности отдельного насоса при индивидуальной работе и при работе в составе группы (справедлива как для параллельной, так и для последовательной работы): на линии $N = f(Q)$ выбираются значения при производительности Q_1 и Q_2 , соответствующие работе отдельного насоса. Мощность группы двух или более совместно работающих насосов равна сумме мощностей каждого из них при соответствующей производительности. Отметим, что мощность индивидуального насоса при его работе на сеть в составе группы меньше, чем при его индивидуальной работе.

При определении характеристики трех, четырех и более одинаковых насосов соответствующие характеристики при фиксированном напоре утраиваются и т. п. В случае параллельной работы неодинаковых насосов значения производительности при фиксированном напоре складываются. При увеличении числа параллельно работающих насосов на сеть производительность каждого из них снижается.

Параллельная работа насосов более целесообразна при пологом характере характеристики сети (или, в редком случае, при крутых характеристиках насосов). При несоблюдении указанных условий прирост производительности в рабочей точке при внедрении дополнительного параллельно работающего насоса будет незначительным (по сравнению с рабочей точкой отдельного насоса).

Описание установки

Для испытания группы параллельно работающих насосов используется установка с открытой циркуляцией воды. На рис. 8.2 и 8.3 приведены изображение и условная схема данного лабораторного стенда, используемого в работе.

Исследуемая часть установки состоит из двух идентичных центробежных насосов 3 и 16 с электродвигателями, всасывающего трубопровода 7 с отсекающими кранами 2 и 15, напорного трубопровода 8 с регулирующими вентилями 5, 26 и 27, перемычки 18 с регулирующим вентилем 17, открытого резервуара 1 и контрольно-измерительной аппаратуры 4, 10, 11, 19, 23 и 25.

В качестве двух исследуемых насосов в лабораторной установке используются насосы QB 70: моноблочные горизонтальные одноступенчатые с рабочим колесом вихревого типа (рис. 8.4, табл. 8.1).

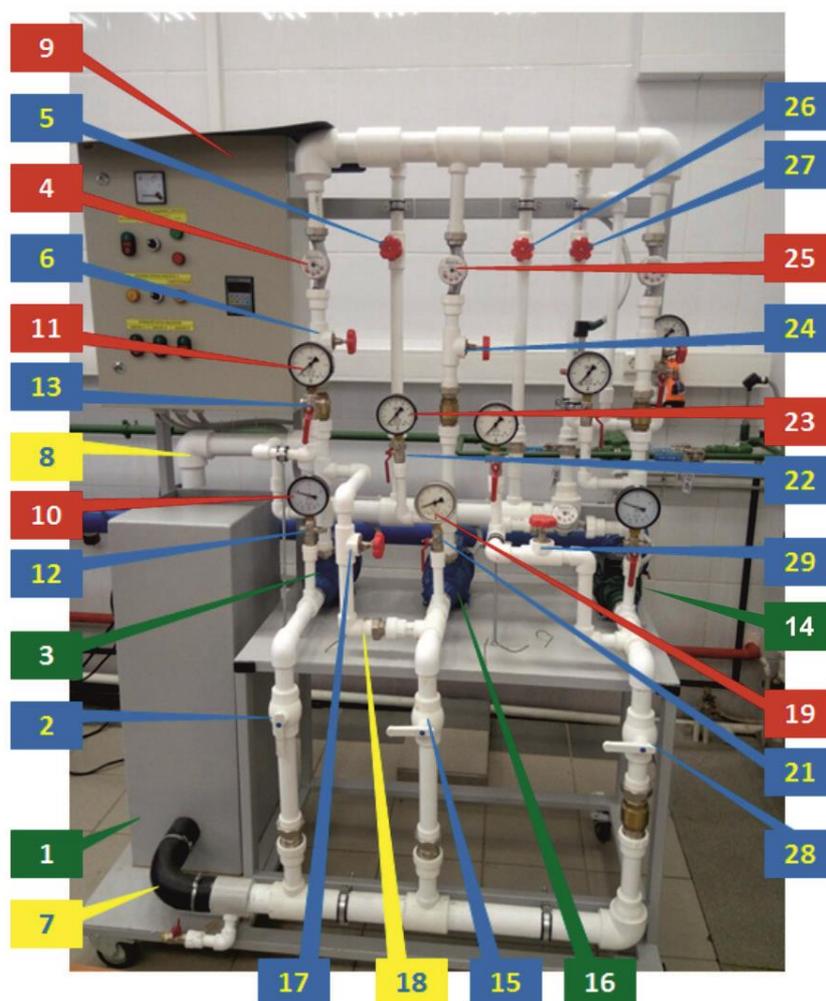


Рис. 8.2. Внешний вид лабораторного стенда:

1 – открытый резервуар; 2, 12, 13, 15, 21, 22, 28, 29, 31, 37 – двухпозиционные шаровые краны; 3, 14, 16 – вихревой насос; 4, 25, 34 – крыльчаточный расходомер (водосчетчик); 5, 6, 17, 24, 26, 27, 29, 33, 35 – регулирующие вентили; 7 – всасывающий участок; 8 – напорный участок; 9 – щит управления; 10, 19, 30 – мановакуумметры; 11, 23, 32, 36 – манометры; 14, 20, 38 – пробки заправочных горловин насосов (не указаны); 18 – перемычка

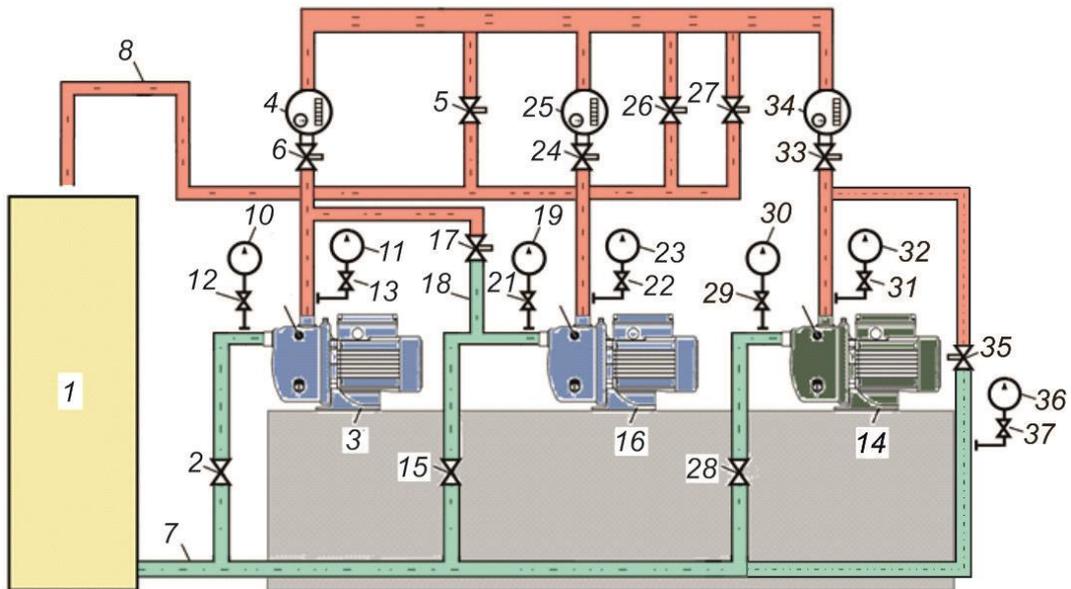


Рис. 8.3. Условное изображение гидравлической части лабораторной установки.

Обозначения идентичны обозначениям рис. 8.1.

Зеленым обозначения линия всасывания, красным – линия нагнетания

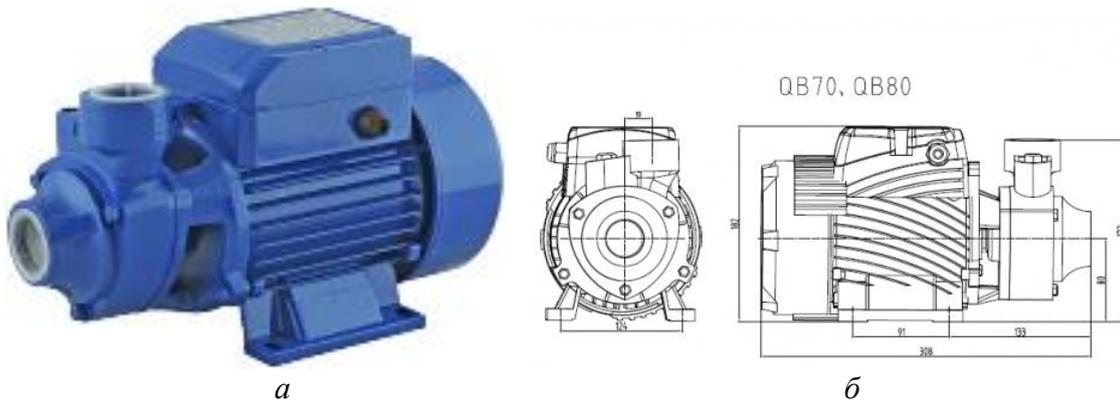


Рис. 8.4. Насос QB 70:
а – внешний вид; б – чертеж

Измерительная часть включает следующие контрольно-измерительные приборы:

- одноструйные крыльчатые счетчики воды 4 и 25 типа ЕТК 1367-06 для измерения количества воды, протекающей по трубопроводу (рис. 8.5, табл. 8.2). Дополнительные сведения о водосчетчике типа ЕТК 13671-06 приведены в табл. 8.2;
- стрелочный мановакуумметр типа МВПЗ-У для измерения вакуумметрического давления на входе в насос 10 и 19;
- стрелочный манометр типа МПЗ-УУ2 (рис. 6) для измерения избыточного давления на выходе из насоса 11 и 23.

Таблица 8.1

Основные технические характеристики насоса QB 70

Наименование	Значение
Материал корпуса насоса	чугун
Материал рабочего колеса	латунь
Материал ведущего вала	нержавеющая сталь AISI 304 (аналог 08X18H10)
Материал торцового уплотнения	графит/керамика
Параметры электрической сети	~220 В, 50 Гц
Мощность электродвигателя, Вт	550
Производительность (максимальная), л/мин	40
Напор (максимальный), м	45
Скорость вращения рабочего колеса, об/мин	2850
Максимальная высота всасывания, м	5
Диапазон рабочих температур воды, °С	+1...35
Максимальное рабочее давление, МПа	0,8

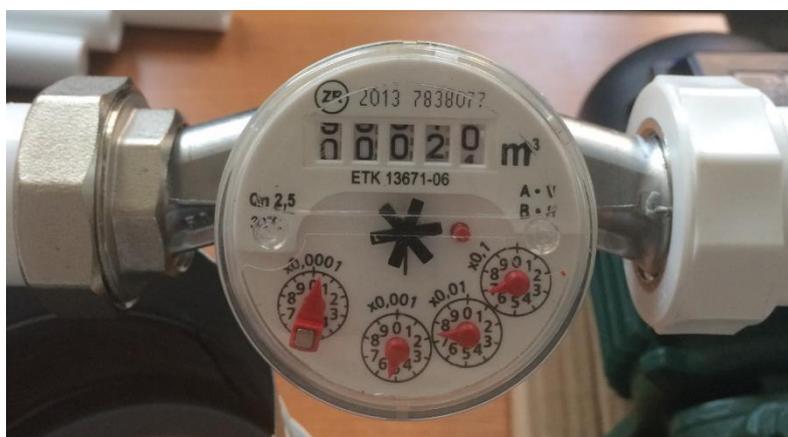
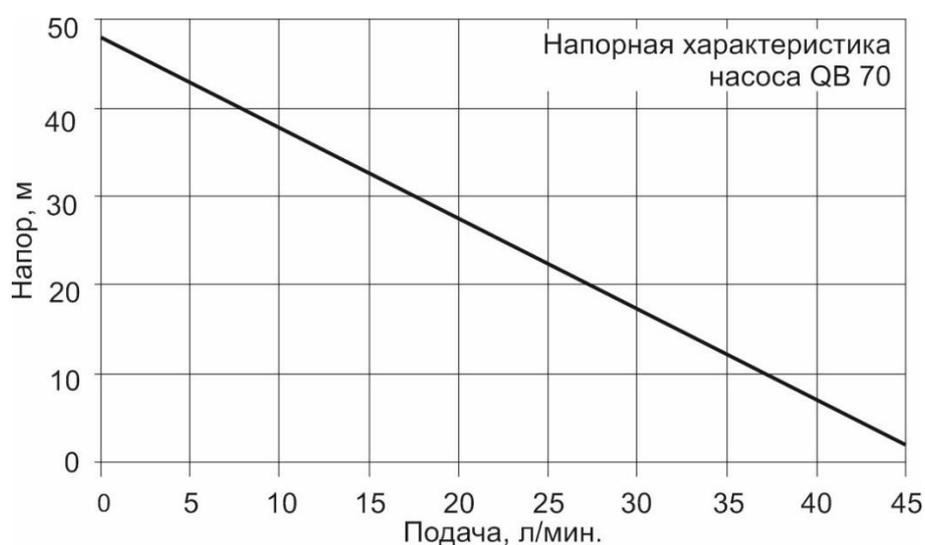


Рис. 8.5. Внешний вид водосчетчика ЕТК 1367-06

Таблица 8.2

Основные технические характеристики водосчетчика ЕТК 13671-06

Наименование	Значение
Пределы допускаемых значений относительной погрешности измерений (%) в диапазонах: <ul style="list-style-type: none"> • от Q_{\min} до Q_t (исключая) • от Q_t (включая) до Q_{\max} 	±5 ±2
Максимальное рабочее давление, МПа	1,6
Максимальная температура воды, °С	40
Номинальный расход, м ³ /ч	2,5
Максимальный расход, м ³ /ч	5
Переходный расход Q_t , л/ч (кл. В)	200
Минимальный расход Q_{\min} , л/ч (кл. В)	50
Порог чувствительности, л/ч (кл. В)	25

В качестве приборов для измерения давления используются манометры, мановакуумметры показывающие МПЗ-У, МВПЗ-УУ2 (рис. 8.6), которые предназначены для измерения избыточного или вакуумметрического давления неагрессивных в отношении медных сплавов, некристаллизующихся жидкостей, пара и газа, в том числе кислорода, азота, фреонов и хладонов. Принцип действия манометра основан на деформации трубчатой пружины Бурдона, которая пропорционально давлению.



Рис. 8.6. Внешний вид манометра типа МПЗ-УУ2

Основные характеристики приборов для измерения давления представлены в табл. 8.3.

Таблица 8.3

Технические характеристики приборов для измерения давления

Показатель	Значение
Измеряемая среда	вода
Диапазон показаний давления (кгс/см ²)	
• мановакуумметр МВПЗ-У	-1...3
• мановакуумметр МВПЗ- УУХЛ1	-1...9
• манометр МПЗ-УУ2	0...6
• манометр МПЗ-УУ2	0...16
Диаметр панели прибора (м)	0,1
Класс точности $\varepsilon_{\text{кл.т}}^{\text{нр}}$ (%)	1,5

Порядок проведения работы

Лабораторная работа состоит из следующих этапов снятия характеристик:

- снятие характеристики одного насоса (может быть взята из предыдущей лабораторной работы);
- снятие характеристики группы двух параллельно включенных насосов.

Работа одного насоса (берется из предыдущей работы)

1. Исходное состояние: схема электропитания насоса насосов 14 и 16 – разобрана; вентили 15, 17, 21, 22, 24, 26, 27, 28, 31, 33, 35, 37 полностью закрыты.

2. Открыть кран 2 и, приоткрыв пробку заправочной горловины насоса 3 (на рис. 8.1 и 8.2 не показаны), убедиться, что в исследуемый насос полностью заполнен (из пробки должна политься вода). В случае неполного заполнения насоса необходимо долить воду в резервуар 1.

3. Собрать электрическую схему насоса 3.

4. Полностью открыть краны 2, 12, 13 и регулирующий вентиль 6, запустить насос.

5. При работе насоса с полностью закрытой задвижкой 5 при $Q = 0$, показания мановакуумметра 10 и манометра 11 зафиксировать необходимо производить максимально быстро, ориентируясь на частоту и звук (для избежания повреждения оборудования).

6. Создать не менее 4–5 различных режимов работы насоса с помощью регулирующего вентиля 6, обеспечивая различную подачу вплоть до Q_{max} .

7. Перед началом лабораторной работы необходимо:

- измерить расстояние между центрами циферблатов манометра 11 и мановакуумметра 11: _____ м;
- определить цену деления:

- мановакуумметра 10: _____ Па;
- манометра 11: _____ Па;
- водосчетчика 4: _____ м³;
- амперметра: _____ А;
- секундомера: _____ с.

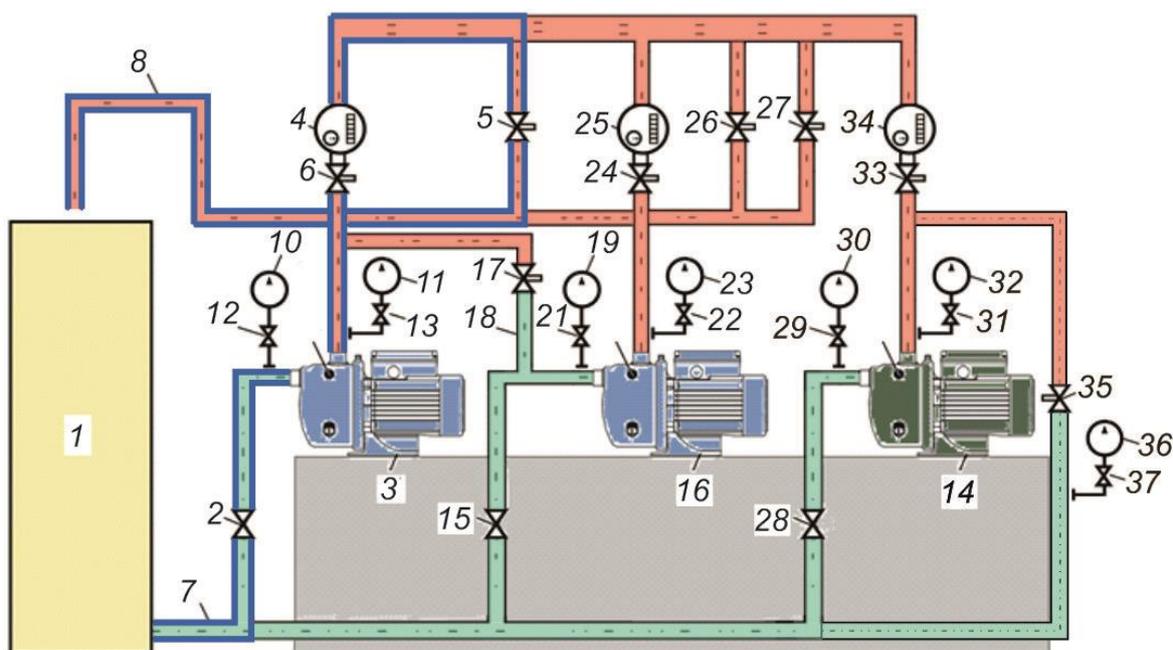


Рис. 8.7. Гидравлическая схема установки для испытания одного насоса

8. При каждом режиме фиксировать показания следующих приборов:

- амперметра (дважды – в начале отсчета оборота счетчика и в конце);
- мановакуумметра 10;
- манометра 11;
- водосчетчика 4;
- секундомера.

Расход определять рекомендуется следующим образом: необходимо зафиксировать время n полных оборотов стрелки с ценой деления $0,1 \cdot 10^{-3}$ м³ на шкале водосчетчика, т. е. один полный оборот соответствует 1 л. Для режимов с высоким расходом рекомендуется выбрать большее число оборотов (например, $n=20 \dots 30$ для полностью открытой задвижки и $n=5 \dots 10$ для значительно закрытой задвижки).

9. Результаты измерений рекомендуется заносить в протокол в форме табл. 8.4.

Таблица 8.4

Протокол измерений

Величина	Задвижка полностью закрыта	Частично открытая задвижка				Задвижка полностью открыта
	1	2	3	4	5	6
p_1 , кгс/см ²						
P_2 , кгс/см ²						
V , л						
τ , с						

Работа двух параллельно включенных насосов

1. Исходное состояние: схема электропитания насосов 14 и 16 разобрана; вентили 17, 26, 27, 28, 29, 31, 33, 35, 37 полностью закрыты; вентили 2, 6, 15, 24 полностью открыты (рис. 8.8).

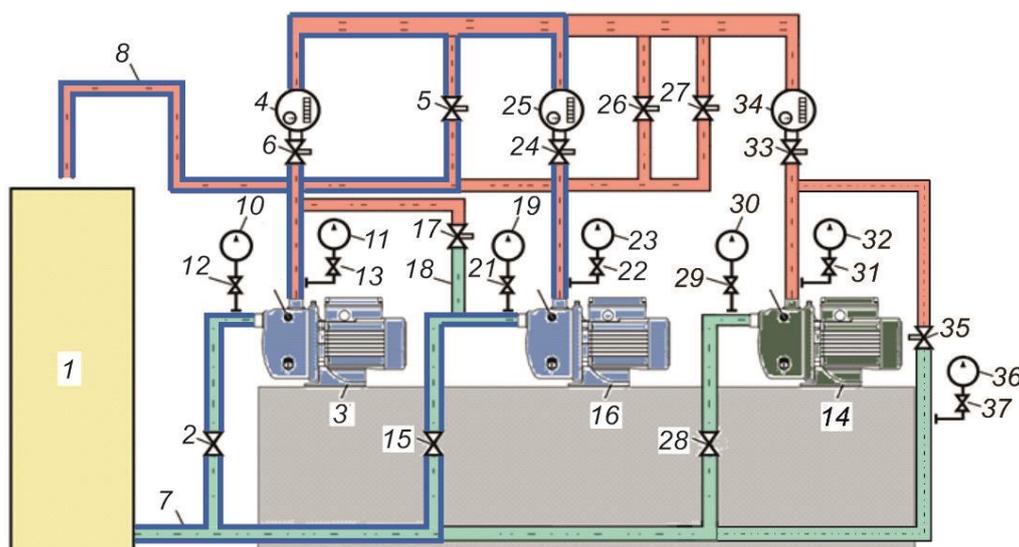


Рис. 8.8. Схема гидравлической части лабораторной установки при параллельной работе насосов

2. Открыть краны 2 и 15 и, приоткрыв пробку заправочной горловины насосов 3 и 16 (на рис. 8.1 и 8.2 не показаны), убедиться, что исследуемые насосы полностью заполнены (из пробок должна политься вода). В случае неполного заполнения насоса необходимо долить воду в резервуар 1.

3. Собрать электрическую схему насосов 3 и 16.

4. Запустить насосы 3 и 16.

5. При режиме работы на полностью закрытый вентиль 5, когда Q_{\min} , записать показания мановакуумметра 10 и манометра 11, они должны быть равными показаниям приборов 19 и 23.

6. Создать не менее 5 режимов работы насоса, соответствующих различным расходам воды в диапазоне от 0 до Q_{\max} , с помощью регулирующего вентиля 5. Рекомендуемый шаг давления, устанавливаемого на нагнетательном трубопроводе насосной установки при смене режимов (определяется по манометру 22): $0,5 \text{ кгс/см}^2$.

Внимание! Необходимо контролировать значение давления на манометрах 11 и 23, чтобы оно в предельном случае не превышало паспортного максимального рабочего давления насоса $QB 70$: 8 кгс/см^2 (при этом рекомендуется не превышать более низкое значение, равное 7 кгс/см^2).

7. При каждом режиме фиксировать показания следующих приборов:

- мановакууметров 10 и 19 (p_1) (они должны быть равны);
- манометров 11 и 23 (p_2) (они должны быть равны);
- водосчетчиков 4 и 25 (V);
- секундомера (τ).

8. Результаты измерений занести в табл. 8.5.

Таблица 8.5

Результаты измерений при параллельной работе насосов

Величина	Задвижка полностью закрыта	Частично открытая задвижка				Задвижка полностью открыта
	1	2	3	4	5	6
$p_1, \text{ кгс/см}^2$						
$p_2, \text{ кгс/см}^2$						
$V, \text{ л}$						
$\tau, \text{ с}$						

Обработка данных

Работа одного насоса

Используя данные табл. 8.5, вычисляются следующие параметры, необходимые для построения напорных характеристик:

- подача насоса:

$$Q = 10^{-3} \cdot V / \tau,$$

где V – объем воды, соответствующий за n полным оборотам соответствующей стрелки водосчетчика, л; τ – время перекачки объема воды V , с.

- напор насоса (при принятии допущения о равенстве скоростей воды во всасывающем и нагнетательном патрубках):

$$H = 10(p_2 - p_1) + \Delta z_m,$$

где p_1, p_2 – давления воды на входе и выходе из насоса, определяемых по показанию соответствующих приборов на всасывающей и нагнетательной частях трубопровода, кгс/см²; Δz_m – разница высот осей стрелок манометров 10 и 11 , м.

Далее графическим и аналитическим способами необходимо определить вид и параметры напорной ($H - Q$) – характеристики двух параллельно работающих насосов, используя полученную характеристику одного работающего насоса. Также необходимо построить характеристику двух работающих параллельно насосов, используя паспортную напорную характеристику насоса QB70.

Графический способ построения общей характеристики

Общие характеристики группы из двух параллельно работающих насосов (считая насосы и сопротивления параллельных участков идентичными) $H_{\text{посл.р.}}^{\text{гр.}}$ получится при сложении значений производительности Q_{1i} и Q_{2i} отдельных насосов при фиксированных значениях напора $H_i = \text{const}$.

Аналитический способ определения общей характеристики

Гидравлические характеристики центробежных насосов обычно представляют двучленной аппроксимационной зависимостью

$$H = a - bQ^2,$$

где a и b – коэффициенты аппроксимации (чаще всего $b < 0$).

Алгоритм определения коэффициентов аппроксимации с помощью электронных таблиц Excel:

1. Составляется таблица снятого ряда значений H_i напоров при соответствующих значениях Q_i подач при работе одного насоса.
2. Таблица дополняется квадратами значений подачи Q_i^2 .
3. Строится график вида $H_i = f(Q_i^2)$.
4. Используя линию тренда (тип «Линейная») для данной зависимости, снимаются параметры (a и b) аппроксимационного уравнения линии тренда.

Система двух одинаковых параллельно соединенных насосов будет иметь следующую аппроксимационную характеристику

$$Q = 2\sqrt{(a - H) / b}.$$

Параллельная работа насосов

Используя данные табл. 8.5, следует вычислить следующие параметры, необходимые для построения напорной характеристики:

- подача индивидуального насоса из группы:

$$Q = 10^{-3} \cdot V / \tau,$$

где V – объем воды, соответствующий за n полным оборотам соответствующей стрелки водосчетчика, л; τ – время перекачки объема воды V , с.

- напор индивидуального насоса из группы (при принятии допущения о равенстве скоростей воды во всасывающем и нагнетательном патрубках):

$$H = 10 \cdot (p_2 - p_1) + \Delta z_m,$$

где p_1, p_2 – давления воды на входе и выходе из насоса, определяемых по показанию соответствующих приборов на всасывающей и нагнетательной частях трубопровода, кгс/см²; Δz_m – разница высот осей стрелок манометров 10 и 11, м.

Заполнить таблицы результатов обработки опытных данных испытаний.

Таблица 8.6

Теоретические и экспериментальные характеристики параллельной работы насосов

	1-й режим (закр. вентиль 5)	Частично открытый вентиль 5				6-й режим (откр. вентиль 5)
		2	3	4	5	
$H, \text{ м}$						
$Q_{\text{эксп}}, \text{ м}^3/\text{с}$						
$Q_{\text{парал.р.}}^{\text{ан.}}$						
$Q_{\text{парал.р.}}^{\text{граф.}}$						

По данным табл. 8.5 и 8.6 построить следующие графики в одной системе координат: $Q = f(H)$, $Q_{\text{парал.р.}}^{\text{ан.}} = f(H)$, $Q_{\text{парал.р.}}^{\text{граф.}} = f(H)$, $Q_{\text{эксп}} = f(H)$.

Условные обозначения

- C – кавитационный коэффициент Руднева, б/р.
- D – диаметр, м.
- g – ускорение свободного падения, м/с².
- $h_{\text{к.з}}$ – кавитационный запас, м.
- H – напор, м.
- I – сила тока, А.
- n – число оборотов стрелки водосчетчика, шт.
- $N_{\text{п}}$ – полезная мощность насоса, Вт.
- $N_{\text{эл}}$ – потребляемая из сети мощность, Вт.
- p – абсолютное давление, Па.
- p_1 – давление на всасе, Па.
- p_2 – давление на нагнетании, Па.

- Q – объемный расход воды, л/с или м³/с.
 Δz_m – расстояние по вертикали между местами измерения давления, м.
 U – напряжение, В.
 V – объем воды, перекачанной через водосчетчик, м³.
 $\varepsilon_{кл.т}^{пр}$ – приведенный класс точности прибора, %.
 η – КПД насоса, %.
 ρ – плотность воды, кг/м³.
 τ – интервал времени, за который был перекачан объем воды V , с.

Требования к отчету

Отчет выполняется в соответствии с требованиями, указанными в ПРИЛОЖЕНИИ.

Контрольные вопросы

1. Перечислите и охарактеризуйте виды характеристик группы соединенных насосов.
2. Как определяют напорную характеристику группы соединенных последовательно/параллельно одинаковых/разных насосов?
3. Как определяют энергетическую характеристику группы соединенных последовательно/параллельно одинаковых/разных насосов?
4. Как определяют кавитационную характеристику группы соединенных последовательно/параллельно одинаковых/разных насосов?
5. В каких случаях целесообразно применение последовательного/параллельного соединения насосов?
6. Чем характеризуется последовательное/параллельное соединение насосов в группу?
7. Как определить КПД насоса, работающего в группе последовательно/параллельно соединенных насосов?
8. Как изменится положение рабочей точки при включении в группу дополнительного насоса, соединенного последовательно/параллельно.

Список литературы

1. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. – Москва : Энергоатомиздат, 1984.
2. Тепловые и атомные электрические станции : справочник / под ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – Москва : Энергоиздат, 1982, 1987. – 624 с. (Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 608 с.).

9. ИСПЫТАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРА

Введение

Существует несколько видов аэродинамических испытаний вентиляторов. Условно, их можно разделить на полные и частичные. Полными испытаниями называют процесс определения зависимостей создаваемого напора, полезной и потребляемой мощностей от подачи вентилятора в контролируемых лабораторных условиях согласно ГОСТ 10921–2017. Целью частичных испытаний является определение действительных характеристик вентилятора в эксплуатационных условиях (или в условиях, в максимально приближенных к ним), а также сопоставления полученных данных с нормативными, отраженными в сопроводительной документации или каталоге. Полным испытаниям подвергается 1 вентилятор из партии (обычно, из 1000 шт.) в лаборатории производителя. Количество вентиляторов, подвергаемых частичным испытаниям не регламентируется и определяется согласно технической необходимости предприятием-заказчиком. Полные испытания могут быть проведены для вентиляторов с диаметром рабочего колеса до 600 мм включительно, частичным – от 800 до 1200 мм.

Цель работы

Целью работы является снятие напорной и энергетической характеристик центробежного вентилятора при работе в условиях атмосферного давления на всасе с постоянной частотой вращения, а также построение характеристики вентиляторов при их параллельной работе. Сначала строятся характеристики для каждого отдельного вентилятора, далее производится их сложение: складываются подачи при одинаковых полных давлениях.

Изменяя сопротивление участков экспериментально с помощью профилированных заслонок на участках от вентиляторов до точки смешения и сопротивление трубопровода от точки смешения до выхлопа, меняя решетки на всасе вентиляторов, можно получить различные режимы работы вентиляторов на сеть. Второй, более сложный путь исследования: произвести предварительно расчет сети и, проведя приведение характеристик вентиляторов к точке смешения и построение характеристики трубопровода от точки смешения до выхлопа, определить рабочую точку, которую затем проверить экспериментально. При выполнении работы необходимо проследить изменение полного давления вдоль всей установки. По заданию руководителя можно определить гидравлическое сопротивление устройства для изменения гидравлических сопро-

тивлений трубопровода (по разности полных давлений перед устройством и за ним) при различном положении заслонок.

Описание установки

Установка состоит из двух центробежных вентиляторов 11 и $11'$ (рис. 9.1). Диаметр рабочих колес вентиляторов одинаковый и составляет $0,25$ м. Лопатки загнуты назад. Часть воздухопроводов 12 и $12'$ до точки объединения имеют внутренний диаметр $d_b = 0,0856$ м, после точки объединения воздухопровод 13 имеет диаметр $d_b = 0,125$ мм. На каждом из указанных участков установлены блоки дроссельных диафрагм для регулирования расхода воздуха ($6, 7$ для трубопровода 13 , а также $2, 3$ и $2', 3'$ для трубопроводов 12 и $12'$, соответственно), а также блоки измерения давления перед и после диафрагм $1/1', 4/4'$ и $5, 8$ для трубопроводов $12/12'$ и 13 , соответственно.

Примечание. В случае использования дроссельной шайбы, расположенной в непосредственной близости перед точкой измерения, необходимо учитывать возможность влияния неравномерности профиля потока на показания. В ходе выполнения работы необходимо минимизировать количество измерений с использованием данной шайбы.

Установка в редуцированном в части объема измерений виде имитирует испытательный стенд типа D (ГОСТ ГОСТ 10921–2017) в исполнении с дросселирующим устройством на выходе, а также с учетом рекомендаций МЭИ и профильной литературы [1, 2]. В представленном виде указанная установка может использоваться для реализации частичных испытаний вентиляторов.

Для определения создаваемого вентилятором напора необходимо определить разницу полных давлений на входе и выходе из вентилятора. В случае представленной установки, условия на входе в вентилятор могут быть приняты равными атмосферным по давлению, температуре и скорости потока (можно принять равной 0 м/с), что позволяет сократить объем измерений без существенного снижения качества получаемого результата. Диффузор на входе подобран таким образом, чтобы обеспечить снижение гидравлических потерь на входе, а также имеет диаметр, равный диаметру выхлопа трубопровода 13 в атмосферу, что позволяет игнорировать скоростной напор в указанных сечениях.

Непосредственное определение давления в точке осуществлялось с помощью дифференциального водяного микроманометра, одна часть которого подключалась к точке измерения с помощью гибкого шланга, а вторая соединялась с окружающей средой, т. е. разница давлений определялась между измеряемым и атмосферным давлением.

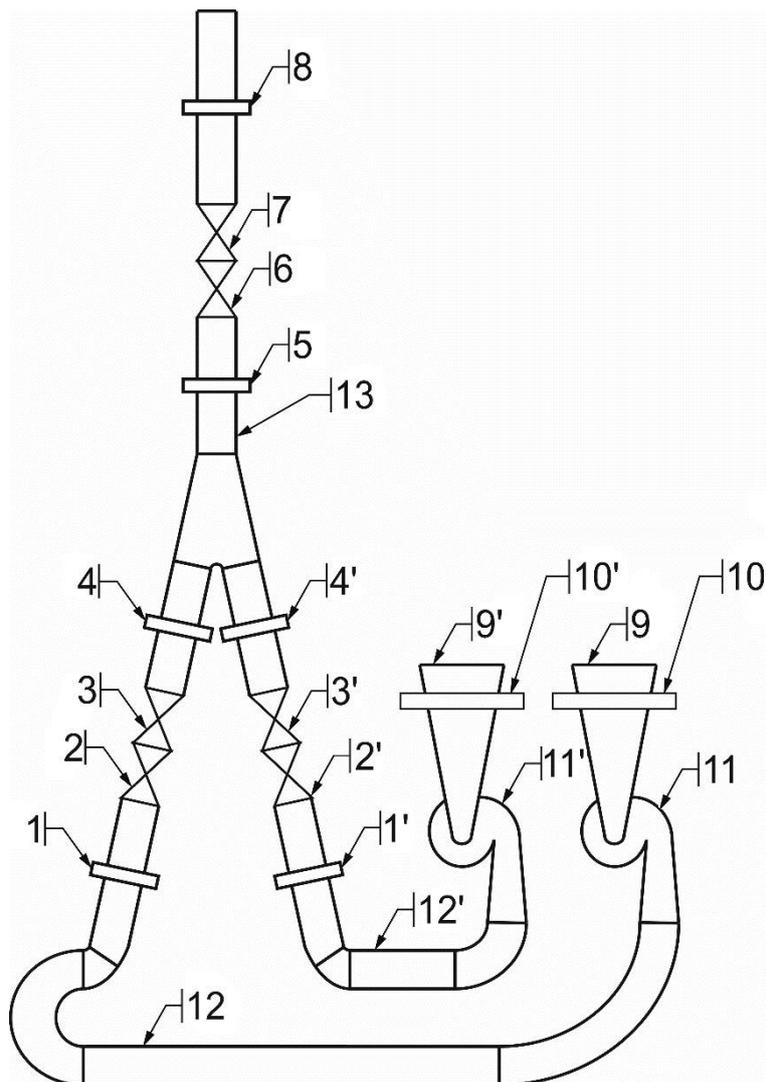


Рис. 9.1. Схема лабораторной установки для исследования параллельной работы вентиляторов

Измерение среднего полного давления p_p производится с помощью двух перфорированных трубок 1 (рис. 9.2), расположенных под прямым углом друг к другу направлению, нормальном к направлению потока. Трубки ориентированы таким образом, чтобы отверстия ориентировались в направлении набегающего потока. Диаметр отверстий – 0,5 мм, общее количество – 40 шт. Для обеспечения равномерности измерения давления, проходное сечение трубопровода разделялось на 10 равных по площади колец. Отверстия располагались на расстоянии среднего радиуса каждого кольца от центра сечения, т. е. с удалением от центра расстояние между ними снижалось. Диаметр отверстий выбирался таким образом, чтобы их суммарная площадь была менее половины площади сечения трубопровода. Для соединения измерительных трубок с микроманометром использовались два гибких шланга, подсоединяемых измери-

тельными трубкам с торца (свободный торец трубки глушился с помощью пробки), которые далее, с помощью тройника соединялись в один.

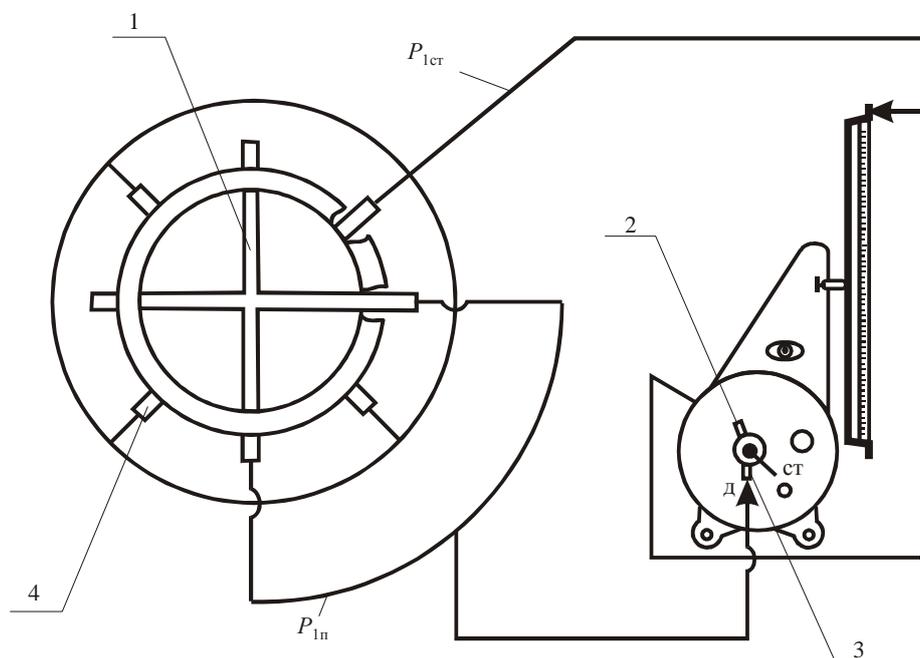


Рис. 9.2. Схема лабораторной установки

Статическое давление в трубопроводе измерялось с помощью четырех равноудаленных дренажных отверстий с патрубками 4, находящихся в стенке трубопровода в одном поперечном сечении. Все четыре отверстия соединялись с помощью кольцевого коллектора, который, в свою очередь, с помощью гибкого шланга соединялся с микроманометром (рис. 9.2).

Установка снабжена следующими измерительными приборами для проведения испытаний:

- барометром для измерения атмосферного давления B (в качестве барометра может использоваться не подключенный к точке измерения микроманометр);
- термоанемометром для измерения температуры T_0 и влажности φ атмосферного воздуха;
- микроманометром для измерения давления в подключенной точке;
- амперметром или электросчетчиком для определения потребляемой из сети мощности.

Порядок выполнения работы

1. Перед началом работы необходимо произвести осмотр установки на предмет её целостности и исправности. Необходимо визуально

убедиться в отсутствии трещин и неплотностей, отсутствии подтеков воды или масла под установкой, проверить исправность элементов проводки, наличие заземления. Необходимо обеспечить отсутствие посторонних предметов, затрудняющих доступ к установке и аварийным выходам из лаборатории.

2. Необходимо измерить точное значение атмосферного воздуха с помощью барометра и/или микроманометра, а также температуру и влажность в помещении с помощью термоанемометра:

а. Атмосферное давление:

I. В Па: _____

II. В мм вод. Ст.: _____

б. Температура в помещении, °С: _____

с. Влажность воздуха, %: _____

3. Измерить длину от точки всаса до каждой точки измерения давления с помощью рулетки.

4. Подсоединить шланги от измерительного узла к микроманометру с учетом необходимых точек измерения.

5. Установить в линии воздухопровода дроссельный диск с помощью специальной ручки (можно начинать с любого, но желательно с диска с минимальным диаметром). Удалить защитную крышку с входного диффузора. Нажатием на кнопку выключателя непосредственно у блока измерения включить вентилятор (желтый тумблер).

6. Показания микроманометра следует записывать при следующих положениях ручки переключателя (рис. 9.2): «П» и «СТ», – соответствующих полному и статическому давлению. Причем замеры необходимо проводить в точках 1 и 4 или 1' и 4' при работе одного вентилятора или в точках 5 и 8 при работе двух вентиляторов. Если сила тока замеряется с помощью амперметра, то напряжение в сети следует принять постоянным и равным 380 В.

7. Указанный объем измерений следует проводить в 5–6 режимах работы установки: при всех открытых задвижках, при последовательном закрытии каждой из задвижек (при этом остальные задвижки должны быть открыты) и при всех закрытых задвижках.

Примечание. Допускается не проводить измерения при индивидуальном закрытии последней задвижки перед точками измерений 4, 4' и 8, т. к. измерения в данном режиме сопряжены с значительной погрешностью.

8. После окончания измерений, необходимо вернуть микроманометр в исходное положение, отключить от него измерительные шланги, с помощью желтого тумблера выключить вентилятор и установить защитную крышку на диффузор всаса. Все данные измерений занести в «Журнал измерений» – табл. 9.1.

Таблица 9.1

Журнал измерений

№ опыта	До сопротивления			После сопротивления			I, А/ t, с*
	$P_{до}^{П}$, мм	$P_{до}^{СТ}$, мм	$P_{до}^{ДИН}$, мм	$P_{после}^{П}$, мм	$P_{после}^{СТ}$, мм	$P_{после}^{ДИН}$, мм	
Все открыты							
«80» закрыт							
«60» закрыт							
«40» закрыт							
Все закрыты							

*При использовании амперметра – фиксируются показания фазной силы тока, при использовании электросчетчика – показания счетчика в моменты начала/окончания работы и время работы в заданном режиме.

9. Подача вентилятора:

$$Q = \pi(d_v^2 / 4)C_{cp.1} \text{ м}^3/\text{с},$$

где d_v – внутренний диаметр воздуховода, м;

$$C_{cp.1} = \frac{K_c \sqrt{2P_{д.1}}}{\sqrt{\rho}} \text{ м/с},$$

K_c – опытный коэффициент, учитывающий потери на гидравлическое сопротивление системы измерения (трение в шлангах, потери на вход и др.). По рекомендациям МЭИ принимается равным 0,97; ρ – плотность воздуха, определяемая по уравнению идеального газа по формуле $\frac{P_0}{RT_0}$, кг/м³;

$P_0 = 13,6Bg$, Па – атмосферное давление воздуха; R – газовая постоянная. Для воздуха ($\mu = 29$ кг/кмоль) $R = 287$ Дж/(кг К); $T_0 = 273 + t_0$ – абсолютная температура, К (t_0 – температура воздуха в помещении, °С); B – барометрическое давление (в случае использования ртутного барометра), мм рт. столба; g – ускорение свободного падения, м/с².

Плотность влажного воздуха можно определить по формуле:

$$\rho = 353 / T_0 - 0,97 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{P_{п}}{T_0} \text{ кг/м}^3,$$

$P_{п} = \phi P_s$ – парциальное давление водяных паров, Па (P_s – давление насыщения водяного пара при температуре наружного воздуха t_0).

Примечание. В большинстве случаев, влажность воздуха не оказывает значительного влияния на плотность (при нормальных условиях относительная разница между плотностью сухого и влажного воздуха

не превышает 0,75 %) и ей можно пренебречь. В таком случае, плотность воздуха можно оценить по упрощенной формуле:

$$\rho = 353 / T_0 \text{ кг/м}^3.$$

10. Определяется скорость в двух сечениях, по которым и определяется средняя скорость в трубопроводе:

$$\bar{C} = (C^{\text{ДО}} + C^{\text{ПОСЛЕ}}) / 2.$$

11. Рассчитывается число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\bar{C}d}{\nu},$$

где d – диаметр трубопровода в месте измерения, м; ν – кинематическая вязкость, м²/с.

12. Определяется коэффициент трения:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta_{\text{ш}}}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25},$$

где $\Delta_{\text{ш}}$ – шероховатость трубопровода, м (принять равной 0,2 мм).

13. Далее находится коэффициент Дарси:

$$\zeta = \lambda L / d,$$

где L – длина трубопровода от всаса вентилятора исследуемого до точки измерения, м.

14. Выразив из уравнения Бернулли напор насоса получим:

$$H = (z_{\text{ти}} - z_{\text{всас}}) + \frac{P_{\text{ти}} - P_{\text{атм}}}{\rho g} + \frac{\bar{C}^2}{2g} - \zeta \frac{\bar{C}^2}{2g} \text{ м},$$

$z_{\text{ти}}$, $z_{\text{всас}}$ – высота точки измерения и всаса, м. Так как плотность воздуха мала, то первой часть уравнения можно пренебречь, т. е. использовать уравнение в виде:

$$H = \frac{P_{\text{ти}} - P_{\text{атм}}}{\rho g} + (1 - \zeta) \frac{\bar{C}^2}{2g}.$$

15. Тогда полезная мощность вентилятора составит:

$$N = \rho g H Q \text{ Вт.}$$

16. В случае использования амперметра, полезная мощность электродвигателя может быть определена следующим образом (тип соединения фаз – звезда):

$$N_3 = \sqrt{3} J_\phi U_\phi,$$

где J_ϕ – фазная сила тока, А; U_ϕ – фазное напряжение, В.

В случае использования электросчетчика, необходимо разность показаний в момент окончания и начала измерений разделить на время работы вентилятора в каждом конкретном режиме:

$$N_3 = 3,6 \cdot 10^6 \cdot \frac{\mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_1}{t},$$

где $\mathcal{E}_2/\mathcal{E}_1$ – показания счетчика в момент окончания/начала наблюдений в заданном режиме, кВтч; t – время работы установки в заданном режиме, с.

17. КПД вентилятора в таком случае можно определить как:

$$\eta_{\text{вмэ}} = N / N_3.$$

18. Результаты расчетов заносятся в табл. 9.2. Данные по п. 4.11 и 4.12 рассчитываются для двух точек (до и после сопротивления) и усредняются.

Таблица 9.2

Результаты расчетов

№ опыта	$C^{\text{ДО}},$ м/с	$C^{\text{ПОСЛЕ}},$ м/с	$\bar{C},$ м/с	Re	λ	$\zeta^{\text{ДО}}$	$\zeta^{\text{ПОСЛЕ}}$	$N^{\text{ДО}},$ Вт	$N^{\text{ПОСЛЕ}},$ Вт
«80» закрыт									
«60» и «80» закрыт									
«40», «60» и «80» закрыт									
Все открыты									

19. На основании обработки экспериментальных данных строятся усреднённые графики (характеристики) $P = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta_{\text{вмэ}} = f(Q)$.

Содержание отчета

Отчет выполняется в соответствии с требованиями, указанными в ПРИЛОЖЕНИИ.

Контрольные вопросы

1. Понятия о полном, статическом и динамическом давлениях.
2. Устройство для замера полного давления на экспериментальной установке, прибор для его замера, методика пересчета показаний в Па.
3. Устройство для замера статического давления на экспериментальной установке, прибор для его замера, методика обработки результатов и представления их в единицах СИ.

4. Параллельная работа вентиляторов. Определение, особенности, достоинства/недостатки, область применения.
5. Порядок построения суммарной напорной характеристики вентиляторов при параллельной работе.
6. Понятие рабочей точки. Определение рабочей точки при параллельной работе вентиляторов на сеть.
7. Как меняется давление по длине трубопровода экспериментального стенда? Какие виды потерь присутствуют в установке?
8. Из чего складывается давление, развиваемое вентилятором? Какие его составляющие не были учтены в работе?
9. Как в работе рассчитывалось полное давление за вентилятором? Какие факторы не учитывались в ходе данного расчета?
10. Как определялось гидравлическое сопротивление различных участков трубопровода? Какие дополнительные потери имели место между соседними точками измерения давления?
11. Дифференциальный манометр. Устройство, принцип работы, характеристики, погрешность, особенности использования.
12. Порядок работы с дифференциальным манометром. Процедура определения полного и статического давления в точке измерения. Физический смысл нулевой отметки.
13. Физический смысл постоянной K . Предложите методы уточнения данного коэффициента для условий лабораторной установки.
14. Какие параметры измерялись в ходе выполнения работы? Можно ли уменьшить объем измерений? Как это скажется на результатах?
15. Какие допущения использовались в работе? Как они отразились на результатах?
16. Предложите способы модернизации экспериментальной установки для повышения точности получаемых результатов.

Список литературы

1. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы и компрессоры / А.Н. Шерстюк. – Москва : Высшая школа, 1972. – 314 с.
2. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы и компрессоры / В.М. Черкасский. – Москва : Энергия, 1977. – 424 с.
3. ГОСТ 10921–2017. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний. – Москва : Стандартинформ, 2018. – 49 с.
4. Центробежные вентиляторы / под ред. Т.С. Соломаховой. – Москва : Машиностроение, 1975. – 416 с.
5. Никитина И.К. Справочник по трубопроводам тепловых электростанций / И.К. Никитина. – Москва : Энергоатомиздат, 1983. – 176 с.

10. ИСПЫТАНИЯ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Введение

Основы теории сжатия газов

Компрессорами называют устройства, повышающие давление газа более, чем на 15 %. Они используются для повышения давления или перекачки газов для технологических нужд.

По принципу действия компрессоры можно разделить на объемные и динамические. В компрессорах объемного действия давление среды повышается за счет снижения объема фиксированного количества газа, а в компрессорах динамического действия – за счет увеличения кинетической энергии газа с её последующим преобразованием в потенциальную энергию давления. Объемные, в свою очередь, можно разделить на возвратно-поступательные и роторные, отличающиеся по способу создания уменьшающегося объема: в первых имеет снижение объема достигается за счет возвратно-поступательного движения элементов, соединенных с коленвалом, во-вторых – за счет вращательного движения вала. В данной работе будет исследоваться одноступенчатый поршневой компрессор, относящийся в объемным, возвратно-поступательным компрессорам (схема действия приведена на рис. 10.1).

К основным элементам компрессора данного вида относят (рис. 10.1): цилиндр 1, поршень 2, шатун 5, соединенный с кривошипом 6 и маховиком 7, а также всасывающих и нагнетательных клапанов 3 и 4. Для повышения надежности конструкции, всасывающие и нагнетательные клапаны устанавливаются на неподвижной стенке цилиндра.

Порядок работы данного компрессора следующий. Исходное положение: поршень в крайнем левом положении, давление в цилиндре равно давлению на всасе (в данной работе – атмосферное). Поршень начинает движение вправо. При этом создается разрежение, приводящее к открытию клапана 3 и одновременному закрытию клапана 4. Цилиндр наполняется газом. После достижения поршнем крайнего правого положения, поршень начинает двигаться в обратном направлении, сжимая газ в цилиндре. При повышении давления выше, чем давление за цилиндром, клапан 3 закрывается, при этом клапан 4 также остается закрытым за счет своего внутреннего сопротивления (в данном случае – пружины), которое и определит давление нагнетания. С движением поршня давление газа возрастает, а в момент, когда возросшее давление превысит сопротивление нагнетательного клапана 4, он откроется и газ

с установившимся давлением поступит в нагнетательный трубопровод (в данном случае – в ресивер). Газ будет поступать до тех пор, пока поршень не достигнет своего крайнего правого положения.

Описанная выше последовательность соответствует одному циклу сжатия, т. е. одному циклу соответствует два движения поршня и один полный оборот кривошипа. Компрессор такого типа называется одноходовым или компрессором простого действия.

Для повышения эффективности были разработаны двухходовые компрессоры, в которых движение выталкивания с одной стороны соответствовало движению сжатия с обратной. Аппараты такой конструкции более экономичны и эффективны. Однако в таком случае значительно усложняется конструкция компрессора, т. к. возникает необходимость создания и уплотнения отверстия под шатун и/или вал. Поэтому большинство поршневых компрессоров высокого давления являются одноходовыми.

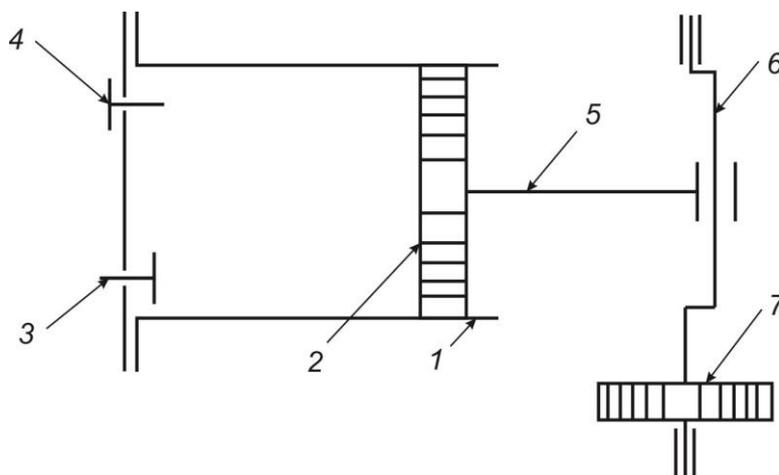


Рис. 10.1. Схема работы одноступенчатого поршневого компрессора простого действия:

1 – цилиндр; 2 – поршень; 3 – всасывающий клапан;
5 – шатун; 6 – кривошипный механизм; 7 – маховик

Индикаторная диаграмма поршневого компрессора

Во многих случаях применения компрессоров, сжимаемый газ можно считать идеальным газом и использовать соответствующие законы и зависимости для описания данного процесса. Изменение параметров сжимаемого газа, происходящие за один цикл сжатия-расширения (т. е. за два движения поршня), отраженные в pV -координатах, называют индикаторной диаграммой компрессора. Иногда, для практического применения, индикаторная диаграмма строится не на удельный объем v , а на полный объем V одного цилиндра.

Теоретическая и действительная индикаторные диаграммы для поршневого компрессора представлены на рис. 10.2, *а* и *б*, соответственно. Отметим, что данные диаграммы справедливы только для одноходовых компрессоров.

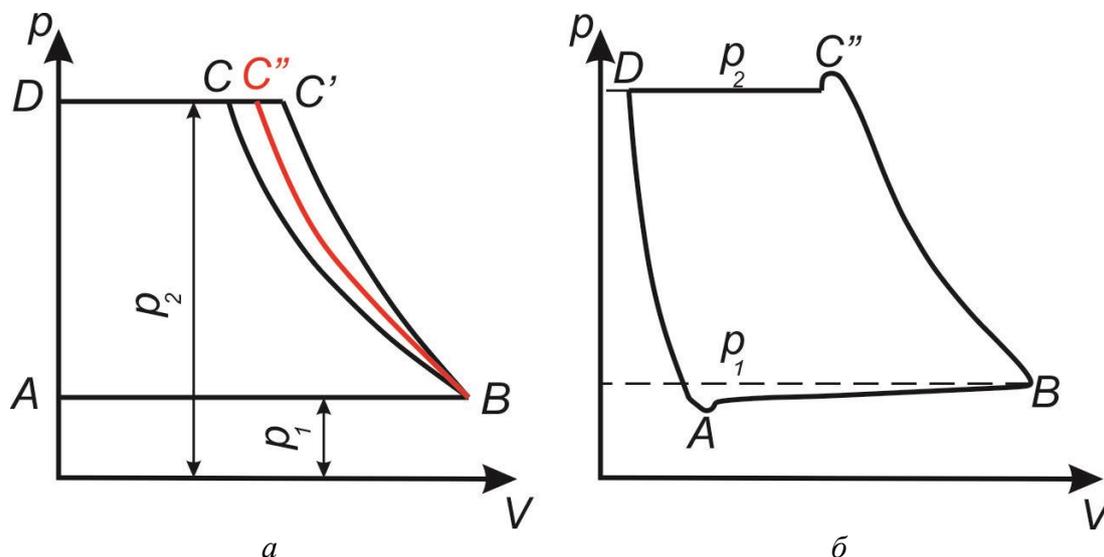


Рис. 10.2. Теоретическая (*а*) и действительная (*б*) индикаторные диаграммы для компрессора простого действия

Точка A соответствует точке «начала» цикла. Следует отметить, что в реальности достижение нулевого начального объема невозможно. Это связано с невозможностью абсолютно плотного прилегания поршня к стенке цилиндра из-за неровностей (наиболее значимая причина наличие клапанов). Данный объем постоянно присутствует в цилиндре и на его сжатие/расширение тратится дополнительная энергия, поэтому его значение должно быть максимально сокращено. Соответственно расстояние от точки A до вертикальной оси по нормали и выражает данное значения (т. е. V_a т. н. «мертвый» или «паразитный» объем цилиндра).

Процесс AB соответствует процессу всаса газа в цилиндр. Несмотря на то, что процесс всаса сам по себе является изобарным и на него не затрачивается энергия, фактически он соответствует определенной фазе движения поршня вправо. Небольшой «бугорок» вблизи точки A обозначает сопротивление всасывающего клапана, т. е. для открытия клапана необходимо создать давление несколько меньшего давления, чем давление на всасе. Точка B соответствует крайнему правому положению поршня. Соответственно, объемная производительность компрессора за один цикл в пересчете на условия всаса в идеальном цикле – объем в точке B , в реальном цикле – разница объемов в точках B и A .

Далее следует процесс сжатия, соответствующий началу движению поршня влево. По достижению необходимого давления нагнетания в точке C открывается нагнетательный клапан и газ подается в ресивер (или нагнетательный трубопровод) в ходе процесса CD . Следует отметить, что в реальном цикле нагнетательный клапан имеет некоторое сопротивление, т. е. для его открытия, по аналогии с всасывающим клапаном, требуется достижение давления, большего, чем давление нагнетания (этом объясняется «бугорок» в точке C). Данный эффект приводит к тому, что весь объем газа сжимается до давления несколько большего, чем необходимое давление нагнетания, т. е. к более высоким затратам энергии. Следует отметить, что, несмотря на то, что на рис. 10.2, б точка D изображена практически на вертикальной оси, в действительности объем в данной точке в действительном цикле крайне мал, но не равен нулю. Объем в этой точке V_D является «мертвым» объемом при условиях нагнетания. В точке D поршень достигает своего крайнего левого положения.

Следует отметить, что процессы AB и CD , являющиеся процессами всаса и нагнетания, поэтому не сопровождаются затратами энергии. В таком случае, количество энергии, затрачиваемое на сжатие газа в одном цикле, можно определить как затраченная работа процесса BC . Работа процесса DA , являющаяся, по факту, «получаемой» или рекуперированной, в действительности, не используется, поэтому ей можно пренебречь. В таком случае, теоретические процессы на диаграмме можно соотносить с действительным положением поршня в цилиндре следующим образом:

- AB поршень в крайнем правом положении, клапан на всасе открыт, клапан на нагнетании закрыт;
- BC поршень движется влево, все клапаны закрыты;
- CD – поршень в крайнем левом положении, клапан на нагнетании открыт, клапан на всасе закрыт;
- DA поршень двигается вправо, все клапаны закрыты.

В действительном цикле, поршень двигается непрерывно, поэтому процессы DA и AB протекают при движении поршня вправо, а процессы BC и CD при движении поршня влево. То есть поршень двигается, на определенной стадии открывается соответствующий клапан и газ всасывается/нагнетается. Однако полезная работа тратится только на этапе сжатия, на истечение энергия не тратится (имеют место только потери на трение).

Графически затраченную работу можно определить как площадь под кривой BC при проекции на вертикальную ось. Очевидно, что затраченная в действительном цикле работа больше, чем в идеальном за

счет дополнительного сопротивления нагнетательного клапана. Процесс BC может иметь различный характер. В подавляющем большинстве случаев, рассмотрение ограничивается тремя процессами: изотермическим, адиабатным и политропным. На рис. 10.2, a линия BC отражает изотермический процесс сжатия, линия BC' – адиабатический, линия BC'' – политропный процесс сжатия с показателем политропы, лежащем в диапазоне $1 \dots k$ (k – показатель адиабаты сжимаемой среды). Данный показатель адиабаты соответствует процессам сжатия с частичным охлаждением. В случае, когда будет иметь место недостаточность или полное отсутствие охлаждения, эффективный показатель политропы будет превышать значение k , и линия будет лежать правее на графике. Чем больше значение показателя политропы тем правее линия, и, как результат, больше работа. Достижение показателя политропы реального процесса меньше k возможно только теоретически, т. к. в таком случае требуется отвод тепла в источник с температурой ниже, чем температура газа на всасе. Однако, при доступности такого источника, целесообразно будет охлаждение не только компрессора в ходе сжатия, но самого газа на всасе, что приведет к более существенному снижению затрат работы. Однако при подобном охлаждении процесс уже будет как минимум изотермическим. То есть значения $k < 1$ не используются никогда.

Примечание. В данной работе будет использоваться компрессор с воздушным охлаждением, поэтому ожидаемое значения показателя политропы будет лежать диапазоне $1 \dots k$. Получение показателя политропы больше k возможно в режиме высоких разностей давления. Значение адиабатического КПД компрессора выше 100 % в таком случае нормально. Однако значение изотермического КПД должно всегда быть меньше 100 %.

Существует несколько различных видов испытаний компрессоров, которые преследуют различные цели. Так, при приемке и эксплуатации поршневых компрессоров предусмотрено, согласно ГОСТ 20073–81 четыре вида испытаний: предварительные и приемочные, приемосдаточные, периодические и типовые, определительные на надежность. Данные испытания могут проводиться как с использованием специального оборудования, так и по месту размещения.

Подача компрессора является одним из наиболее важных параметров компрессора. Теоретическая подача в условиях, приведенных к параметрам на всасе, может быть определена как объем, описываемый поршнем за единицу времени (для одного цилиндра) Q_T . Используя индикаторную диаграмму, данное значение для компрессора простого действия может быть определено по следующей формуле:

$$Q_t = V_B \cdot n,$$

где n – частота вращения вала, Гц.

Следует отметить, что действительная подача компрессора $Q_{вс}$ (в условиях, отнесенных к давлению и температуре на всасе в компрессор) всегда будет меньше теоретической, что связано не только с описанным ранее «мертвым» объемом, но и рядом прочих факторов, таких как:

- наличие перетоков из области высокого давления в области низкого давления (например, из-за негерметичности прилегания поршня к стенкам цилиндра в случае двухходовых компрессоров) или в окружающую среду (например, в случае утечек через клапаны);
- описанный ранее «мертвый» объем;
- нагрев газа из-за трения в ходе всасывания и нагнетания;
- гидравлическое сопротивление и негерметичность клапанов.

Все указанные факторы учитываются так называемым коэффициентом подачи λ , выражающим отношение действительной подачи к теоретической.

Степень совершенности компрессора, по аналогии с турбинным оборудованием, оценивается помощью значения внутреннего относительного КПД: изотермического $\eta_{ит}$ для охлаждаемых компрессоров и адиабатических – для неохлаждаемых η_a . Данные коэффициенты представляют собой отношение теоретической работы, затрачиваемой в ходе изотермического или адиабатного процессов, соответственно, к реальной затраченной работе. Данные коэффициенты также могут быть выражены через отношение соответствующих мощностей: $N_{ит}/N_{потр}$ для охлаждаемых и $N_a/N_{потр}$ для неохлаждаемых компрессоров. Потери при передаче крутящего момента и на трение в элементах аппарата оцениваются с использованием механического КПД.

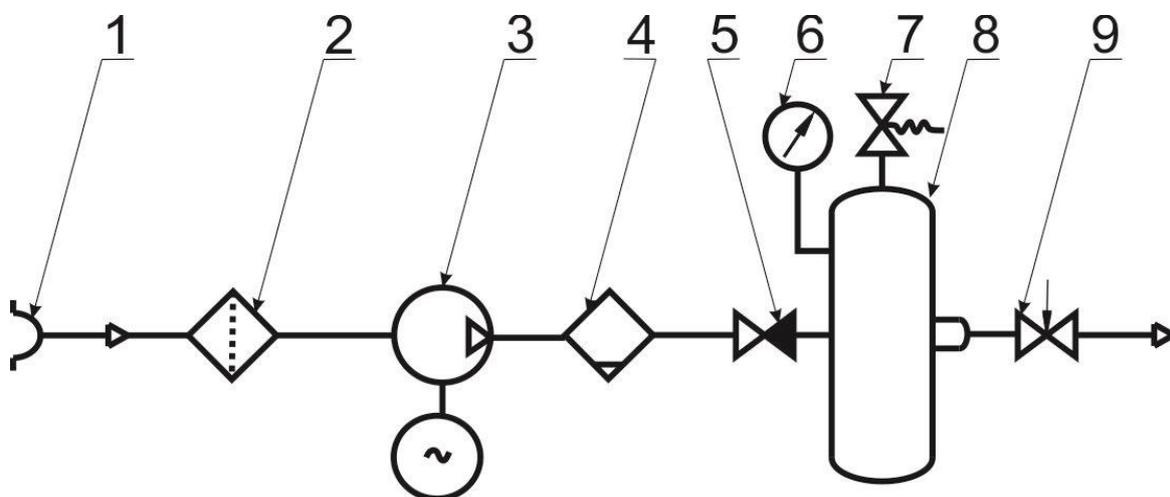
Цель работы

Целью данной работы является проведение испытаний поршневого компрессора простого действия. В ходе работы необходимо определить подачу $Q_{вс}$, коэффициент подачи λ , изотермический $\eta_{ит}$ и адиабатный η_a внутренний относительный КПД компрессора, полезную и потребляемую мощности компрессора.

Испытательный лабораторный стенд

Принципиальная схема лабораторной установки представлена на рис. 10.3.

Установка (рис. 10.3 и 10.4) оборудована одноступенчатым одноцилиндровым поршневым компрессором типа FIAC APOLLO 24 с электродвигателем.



*Рис. 10.3. Принципиальная схема лабораторной установки:
 1 – всасывающий патрубок; 2 – механический фильтр грубой очистки воздуха;
 3 – одноходовой поршневой компрессор; 4 – сепаратор улавливания масла
 и влаги; 5 – воздушный обратный клапан; 6 – манометр ресивера;
 7 – механический предохранительный клапан; 8 – ресивер воздуха;
 9 – нагнетательный регуляторный клапан*

Принцип работы лабораторной установки следующий. Воздух поступает на всас через патрубок 1 и, через фильтр 2, поступает в компрессор 3, после которого, через дополнительный фильтр 4 и клапан 5, поступает в ресивер 8. Воздушный ресивер 8 снабжен механическим пружинным манометром 6 и предохранительным клапаном 7. Подача воздуха из ресивера в сеть осуществляется через специальный клапан 9.

В экспериментальном стенде использовался масляный поршневой воздухоохлаждаемый одноступенчатый компрессор простого действия FIAC APOLLO 24-2 (рис. 10.4). Отличительные особенности модели:

- наличие автоматического двухпозиционного реле, позволяющего поддерживать в ресивере заданное давление;
- наличие терморпары, контролирующей нагрев двигателя и защищающая от перегрева;
- наличие предохранительного клапана на ресивере обеспечивает безопасность эксплуатации;
- наличие системы очистки воздуха на входе и выходе из компрессора;
- полистерольный корпус, позволяющий снизить уровень шумности и нагрева.

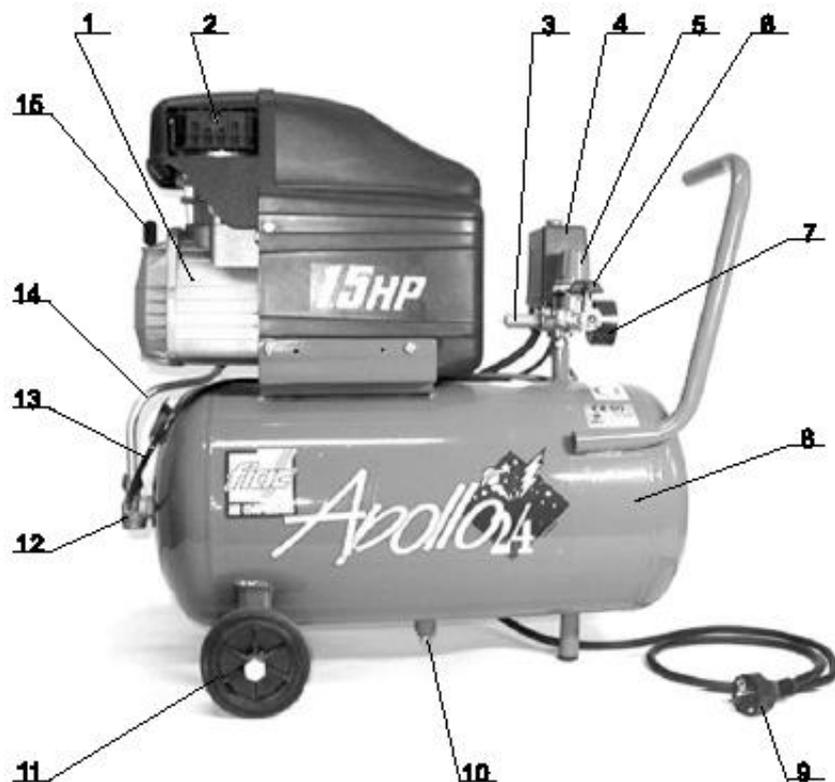


Рис. 10.4. Внешний вид компрессора FIAC Apollo:

- 1 – поршневая группа с ременным коаксиальным приводом и оребрением радиатора воздушного охлаждения; 2 – воздушный фильтр на всасе; 3 – предохранительный механический клапан ресивера; 4 – предохранительное реле; 5 – редуктор нагнетательной линии; 6 – нагнетательный кран; 7 – механический манометр ресивера; 8 – воздушный ресивер; 9 – кабель электропитания; 10 – кран для слива конденсата; 11 – колеса; 12 – предохранительный обратный клапан; 13 – разгрузочный воздухопровод; 14 – нагнетательный воздухопровод; 15 – масляный щуп

Устройство и принцип работы компрессора

Компрессорная группа 1 – поршневого типа, одноступенчатая, одноцилиндровая с воздушным охлаждением. Предназначена для получения сжатого воздуха. Моторы компрессорных групп снабжены термозащитой, установленной внутри обмотки, которая останавливает компрессор, когда температура достигает слишком высоких значений. Компрессор вновь автоматически включается через 15...20 минут.

Ресивер 8 предназначен для накопления сжатого воздуха и имеет штуцера для установки реле давления – 4, обратного клапана – 12, сливного клапана – 10.

Реле давления 4 служит для обеспечения работы компрессора в автоматическом режиме, поддержания давления в ресивере в заданных пределах.

Редуктор 5 предназначен для снижения выходного давления воздуха в диапазоне от 0 до 8 атм.

Разгрузочный воздухопровод 13 служит для сбрасывания сжатого воздуха из нагнетательного воздухопровода 14 после остановки компрессора с целью облегчения его последующего запуска.

Выходной кран 6 предназначен для подачи воздуха потребителю.

Предохранительный клапан 3 служит для ограничения максимального давления в ресивере.

Обратный клапан – 12 обеспечивает подачу сжатого воздуха только в направлении от узла компрессора к ресиверу.

Сливной клапан – 10 служит для слива конденсата из ресивера.

Воздушный фильтр – 2 служит для предохранения поршневой группы от пыли и посторонних частиц.

Заливка масла в картер производится через отверстие в крышке блока цилиндров (в транспортном состоянии закрытое пробкой, а в рабочем режиме щупом – 15), слив масла – через отверстие в днище картера, закрытое пробкой.

Манометр – 7 предназначен для контроля давления в ресивере.

Порядок выполнения работы

1. Проверить исправность и работоспособность лабораторного стенда. Визуально проверить основные детали корпуса на целостность, отсутствие трещин и следов деформации, электропроводку на целостность. Проверить отсутствие луж и подтеков воды под компрессором.

2. Определить значение атмосферного давления B и температуры и влажности воздуха $t_{\text{вс}}$ в лаборатории. Для определения атмосферного давления можно использовать манометр ресивера при открытом нагнетательном клапане. Температуру и влажность воздуха определить с помощью термоанемометра, установленного в лаборатории.

3. Перед запуском необходимо «сравить» давление с ресивера 8 путем открытия нагнетательного крана 9. Убедиться в отсутствии остаточного избыточного давления.

***Примечание.** Если не удастся снизить давление, необходимо легкими постукиваниями по нагнетательному крану постараться добиться снижения давления, т.к. кран может «заедать». Если не удастся снизить давление, необходимо немедленно прекратить выполнение работы и сообщить преподавателю.*

4. Включить компрессор в сеть. Проверить исправность работы компрессора путем кратковременного включения (потянуть красный выключатель вверх) и выключения (вернуть в исходное положение).

5. Полностью закрыть нагнетательный кран ресивера 9.

6. Начать испытания. Включить компрессор.
7. Контролировать давление в ресивере 8 по манометру б.
8. По достижению заданного давления, выключить компрессор.
9. Необходимо зафиксировать следующие параметры:
 - Начальное и конечное избыточное давления в ресивере $p_{и1}$ и $p_{и2}$ (с помощью манометра ресивера б);
 - конечную температуру воздуха в ресивере t_2 (с помощью пирометра, в случае его отсутствия принять температуру газа в ресивера равной температуре в лаборатории);
 - время достижения заданного давления (с помощью секундомера сотового телефона);
 - ток I , подаваемый на электродвигатель (с помощью амперметра), или потребляемую электрическую мощность $E_{потр}$ (с помощью измерителя мощности). Напряжение принять равным 220 В.
10. Сравнить давление. Повторить действия по п. 3.5–3.9.
11. Испытания провести в 6 режимах: при повышении давления с 0 до 1,5 бар, с 0 до 3 бар, с 0 до 5 бар, с 1,5 до 3 бар, с 1,5 до 5 бар, с 3 до 5 бар.
12. Зафиксированные значения параметров свести в табл. 10.1.
13. После завершения испытаний необходимо «сравнить» давление в ресивере до атмосферного и выключить компрессор из сети.

Таблица 10.1

Результаты наблюдений

№ опыта	B , бар	$t_{вс}$, °С	$p_{и1}$, бар	t_1 , °С	τ , с	$p_{и2}$, бар	t_2 , °С	U , В	I , А	$E_{потр}$, Вт
1			~0			~1,5				
2			~0			~3,0				
3			~0			~5,0				
4			~1,5			~3,0				
5			~1,5			~5,0				
6			~3,0			~5,0				

Методика обработки результатов измерений

Привести измеренные величины в единицы СИ:

- абсолютное давление воздуха в помещении лаборатории, Па

$$p_{вс} = B \times 133,3 \text{ (в случае измерения в мм рт.ст.)} \quad (1)$$

$$p_{вс} = B \times 10^5 \text{ (в случае измерения в бар)} \quad (2)$$

- абсолютное давление в ресивере в начале p_1 и конце p_2 измерений, Па

$$p_1 = p_{и1} \cdot 10^5 + p_{вс}; \quad (3)$$

$$p_2 = p_{и2} \cdot 10^5 + p_{вс}. \quad (4)$$

Для определения массового расхода воздуха необходимо определить массу воздуха на моменты начала и конца испытаний по формуле:

$$m = \rho \cdot V_p, \quad (5)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³; V_p – объем ресивера (согласно документации на компрессор, равен 0,024 м³), м³.

Плотность воздуха в ресивере на моменты начала и окончания испытаний может быть определена по уравнению идеального газа:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot (t_1 + 273)}; \quad (6)$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot (t_2 + 273)}, \quad (7)$$

где t_1/t_2 – температура воздуха в ресивере в моменты начала/конца измерений, °С; $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – газовая постоянная для воздуха.

В таком случае, средний массовый расход воздуха в компрессор в таком случае можно определить по следующей формуле, кг/с:

$$G = \frac{(m_2 - m_1)}{\tau}. \quad (8)$$

Объемная подача компрессора, приведенная к условиям на всесе (в нашем случае – к температуре и давлению в помещении лаборатории) может быть определена как, м³/с

$$Q_{вс} = \frac{G}{\rho_{вс}}, \quad (9)$$

где $\rho_{вс}$ – плотность воздуха в лаборатории, кг/м³. Определяется как ρ_1 для режимов 1–3.

Учитывая формулы (1)–(9), объемный расход при условиях всасывания можно записать в следующем виде, м³/с:

$$Q_{вс} = \frac{(t_{вс} + 273) V_p}{\rho_{вс} \tau} \left(\frac{p_2}{(t_2 + 273)} - \frac{p_1}{(t_1 + 273)} \right). \quad (10)$$

В случае, когда нагрев воздуха в результате сжатия несущественен, т. е. $t_1 = t_2 = t_{\text{вс}}$, формулу (10) можно записать как:

$$Q_{\text{вс}} = \frac{V_{\text{п}}}{p_{\text{вс}} \tau} (p_2 - p_1). \quad (11)$$

Коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = \frac{Q_{\text{вс}}}{Q_{\text{т}}}, \quad (12)$$

где $Q_{\text{т}}$ – теоретическая подача компрессора, м³/с.

Теоретическая подача при условиях всаса, по определению, может быть определена как ометаемый поршнем цилиндра объем в единицу времени, т. е. по следующей формуле, м³/с:

$$Q_{\text{т}} = \frac{\pi D^2}{4} S n, \quad \text{v} \quad (13)$$

где D – диаметр поршня (для данного компрессора равен 0,08 м), м; S – ход поршня (расстояние между точками крайних положений поршня, для данного компрессора равен 0,05 м), м; n – частота вращения вала (может быть принята равной 47–48), Гц.

Потребляемая из сети электродвигателем компрессора электрическая мощность может быть определена по формуле, кВт:

$$N = 10^{-3} \cdot UI \cos \varphi \eta_{\text{эд}}, \quad (14)$$

где U, I – определенные/принятые значения напряжения (В) и тока (А), соответственно; $\cos \varphi$ – коэффициент мощности (для условий лаборатории может быть принята равной 0,82); $\eta_{\text{эд}}$ КПД электродвигателя (для электродвигателя исследованного компрессора может быть принят равным 0,86).

При измерении мощности с использованием мультисчетчика (т. н. «умной» розетки) «Energenie» EG-EM1, значение потребляемой мощности можно определить как, кВт:

$$N = 10^{-3} \cdot E_{\text{потр}} \cos \varphi \eta_{\text{эд}}, \quad (15)$$

где $E_{\text{потр}}$ показания счетчика, Вт

Изотермическую и адиабатную мощности компрессора можно определить по формулам идеального газа, соответственно, кВт

$$N_{\text{ит}} = 10^{-3} \cdot p_{\text{вс}} Q_{\text{вс}} \ln \frac{p_2}{p_1}; \quad (16)$$

$$N_a = 10^{-3} \cdot p_{\text{вс}} Q_{\text{вс}} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (17)$$

где k – показатель адиабаты (может быть принят равным 1,4).

Используя определенные ранее значения мощности (формулы (16) и (17)) внутренний относительный изотермический и адиабатный КПД можно определить по следующим формулам, %:

$$\eta_{\text{ит}} = \frac{N_{\text{ит}}}{N \cdot \eta_{\text{мех}}} \cdot 100; \quad (18)$$

$$\eta_a = \frac{N_a}{N \cdot \eta_{\text{мех}}} \cdot 100, \quad (19)$$

$\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД компрессора (может быть принят равным 0,8).

Результаты расчетов заносятся в табл. 10.2.

Таблица 10.2

Результаты расчетов

№ опыта	$p_{\text{вс}}$, Па	p_1 , Па	p_2 , Па	$Q_{\text{вс}}$, м ³ /с	$Q_{\text{т}}$, м ³ /с	λ	N , кВт	$N_{\text{из}}$, кВт	N_a , кВт	$\eta_{\text{из}}$	η_a
1											
2											
3											
4											
5											
6											

Оценка погрешности измерения объемной подачи компрессора

Теоретические основы теории погрешностей

Абсолютная погрешность величины x , определяемой косвенно и зависящей от нескольких величин a, b, c, \dots с соответствующей погрешностью $\Delta a, \Delta b, \Delta c, \dots$ по следующей функции:

$$x = f(a, b, c, \dots) \quad (20)$$

может быть, в общем случае, может быть определена следующим образом. Величины a, b, c, \dots могут быть получены как путем прямых измерений (в таком случае их погрешность может быть оценена по методике определения погрешности прямых измерений), так и путем использования констант и справочных данных (их погрешность указывается в источнике). Отдельно отметим, что, хотя величины a, b, c, \dots также могут быть результатами косвенных измерений с соответствующими погреш-

ностями, рекомендуется зависимость $f(a, b, c, \dots)$ упростить до тех пор, пока данная функция не будет включать только константы и величины, измеряемые прямо. Обязательным условием является взаимная независимость величин a, b, c, \dots .

Полный дифференциал данной функции x будет иметь вид:

$$dx = \frac{\partial x}{\partial a} \cdot da + \frac{\partial x}{\partial b} \cdot db + \frac{\partial x}{\partial c} \cdot dc + \dots, \quad (21)$$

здесь $\frac{\partial x}{\partial a}$, $\frac{\partial x}{\partial b}$, $\frac{\partial x}{\partial c}$ – частные производные функции $f(a, b, c, \dots)$ по соответствующим переменным a, b, c .

Очевидно, что погрешность каждой величины $\Delta a, \Delta b, \Delta c, \dots$, входящей в функцию $f(a, b, c, \dots)$, вносит вклад в общую погрешность Δx определяемой величины x . В случае выполнения следующего условия $\Delta a, \Delta b, \Delta c, \dots \ll a, b, c, \dots$, уравнение для абсолютной погрешности Δx , в явном виде, может быть представлено в следующем виде:

$$\Delta x = \frac{\partial x}{\partial a} \cdot \Delta a + \frac{\partial x}{\partial b} \cdot \Delta b + \frac{\partial x}{\partial c} \cdot \Delta c + \dots, \quad (22)$$

где Δx – абсолютная погрешность рассчитываемой величины x ; $\Delta a, \Delta b, \Delta c, \dots$ – погрешности непосредственно наблюдаемых величин a, b, c, \dots , соответственно. Для данной работы может быть принята равной приборной погрешности соответствующего оборудования (см. п. 2).

На практике, для определения Δx косвенно измеренной величины x , выражаемой функцией (20), с учетом допущения о статистической независимости величин a, b, c, \dots , может применяться статистическое суммирование по следующей формуле:

$$\Delta x = \sqrt{\left(\frac{\partial x}{\partial a} \cdot \Delta a\right)^2 + \left(\frac{\partial x}{\partial b} \cdot \Delta b\right)^2 + \left(\frac{\partial x}{\partial c} \cdot \Delta c\right)^2 + \dots} \quad (23)$$

Полученная в результате нескольких измерений величина x с учетом доверительного интервала может быть записана как:

$$x = \bar{x} \pm \Delta x, \quad (24)$$

где \bar{x} – среднее (по результатам повторных измерений) значение величины, вычисляемой путем подстановки средних значений аргументов в уравнение (1):

$$\bar{x} = f(\bar{a}, \bar{b}, \bar{c}, \dots).$$

В случае однократного измерения определяемой косвенно величины может быть использовано выражение, аналогичное приведенному ранее (24):

$$x = x_p \pm \Delta x, \quad (25)$$

где x_p – значение функции, рассчитанное по однократно измеренным значениям аргументов a, b, c, \dots , полученным путем прямых измерений.

Оценка приборной погрешности

Данные и методики для определения приборных погрешностей обычно представлены в паспортах на соответствующее оборудование.

Манометры

Приборная погрешность любых стрелочных приборов для измерения давления, в первую очередь, зависит от класса точности прибора.

Класс точности $\varepsilon_{\text{кл.т.}}^{\text{пр}}$ манометра – это отношение максимальной погрешности определения давления $\Delta x^{\text{пр}}$ к максимальному значению измеряемого давления x_{max} (в большинстве случаев может быть принято равным максимальному значению на шкале). Выражается в %.

Класса точности указывается на лицевой панели (в нерабочей области шкалы) в виде простого числа, не обведенного в кружок или звездочку, без знака «%».

Абсолютное значение максимально приборной погрешности в таком случае может быть оценена по следующей формуле:

$$\Delta x^{\text{пр}} = \frac{\varepsilon_{\text{кл.т.}}^{\text{пр}}}{100} \cdot x_{\text{max}}.$$

Так как относительная погрешность может быть определена по следующей формуле:

$$\varepsilon_x^{\text{пр}} = \frac{\Delta x_{\text{пр}}}{x_{\text{изм}}},$$

то можно сделать вывод о том, что относительная погрешность возрастает при уменьшении абсолютного значения измеряемой величины $x_{\text{изм}}$.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что измерения в начальной части шкалы на таких приборах приводят к значительной погрешности. Поэтому стрелочные манометры (как и практически любые стрелочные приборы) подбираются таким образом, чтобы ожидаемое измеренное значение давления находилось в верхней части шкалы.

В отсутствие данных о классе точности прибора (и аналогичных приборов), погрешность может быть оценена как половина цены деления приборной шкалы.

Секундомер

Для измерения времени время реакции оператора, в большей степени определит ошибку (вне зависимости от абсолютной погрешности секундомера) и может быть принята равной 0,1 с.

Порядок расчета погрешности подачи $Q_{вс}$

Укрупненно, погрешность определения подачи компрессора может быть определена в следующем порядке:

1. Для формулы расчета подачи $Q_{вс} = \frac{V_p}{p_{вс} \tau} (p_2 - p_1)$ определить в аналитическом виде частные производные по всем переменным $\partial Q_{вс}/\partial p_1$, $\partial Q_{вс}/\partial p_2$, $\partial Q_{вс}/\partial p_{вс}$ и $\partial Q_{вс}/\partial \tau$.

2. Подставив значения переменных, соответствующих каждому режиму испытаний, в аналитические выражения определить численные значения производных.

3. Используя паспортные данные на приборы и данные ранее рекомендации, определить значения Δp_1 , Δp_2 , $\Delta p_{вс}$, $\Delta \tau$.

4. Подставить полученные значения в формулу (23), адаптированную для $Q_{вс}$, и определить абсолютную погрешность подачи.

5. Разделив полученное значение абсолютной погрешности, на значение подачи в выбранном режиме, определить относительную погрешности определения подачи;

6. Используя формулу (25), представить окончательный результат измерения подачи.

7. Повторить указанные в пп. 2–6 действия для всех режимах испытаний.

Содержание отчета

Отчет выполняется в соответствии с требованиями, указанными в ПРИЛОЖЕНИИ.

Контрольные вопросы

1. Назовите цель лабораторной работы. Какие параметры измеряются в работе?
2. Дайте определение термину «компрессор». В чем отличие компрессора от вентилятора?

3. Приведите классификацию компрессоров по принципу действия. К какому типу относится компрессор, исследованный в работе?
4. Опишите испытанный в работе компрессор. Из каких элементов он состоит? Назовите основные паспортные характеристики.
5. Назовите основные элементы компрессора. Кратко опишите принцип их действия и назначение.
6. Дайте определение термину «ресивер». Опишите его конструкцию и назначение.
7. Как осуществлялся пуск и останов компрессора?
8. Приведите порядок действий при выполнении работы.
9. В каких точках лабораторной установки производились измерения давления и температуры?
10. Какой тип давления измерялся в работе? Какие единицы измерения использовались? Как они соотносятся с СИ?
11. Дайте определение термину «степень повышения давления». В чем отличие данного термина от термина «степень сжатия»?
12. Схематично изобразите теоретическую и действительную индикаторные диаграммы компрессора. Укажите отличия и объясните, чем они вызваны.
13. Схематично изобразите индикаторную диаграмму и цилиндр компрессора. Какому положению поршня в цилиндре соответствует каждая точка индикаторной диаграммы?
14. Какие методы определения объемной производительности компрессора вы знаете? Запишите соответствующие выражения.
15. Какие термодинамические процессы сжатия существуют? Какой из них сопровождается наименьшими затратами энергии?
16. Какой процесс сжатия встречается на практике наиболее часто? Почему?
17. Укажите параметры, характеризующие степень совершенства компрессора. Какие из них определялись в данной работе?
18. Дайте определение термину «теоретическая подача компрессора». В чем отличие теоретической и действительной подачи.
19. Дайте определение термину «коэффициент подачи». Какие факторы учитываются данным коэффициентом.
20. Какие характеристики могут быть использованы для оценки тепловых качеств компрессора?
21. Дайте определение терминам «внутренний относительный адиабатный КПД» и «внутренний относительный изотермический КПД». Какой из них будет больше для одного и того же аппарата?
22. Как в работе определялась потребляемая компрессором мощность? В каком режиме данная мощность была наибольшей? Почему?

Список литературы

1. Кириллин В.А. Техническая термодинамика / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – Москва : Энергия, 1974.
2. Абдурашитов С.А. Насосы и компрессоры / С.А. Абдурашитов, А.А. Тупиченков, М.М. Вершинин. – Москва : Недра, 1974.
3. Дурнов П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры / П.И. Дурнов. – Киев ; Одесса : Вища школа, 1985.
4. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. – Москва : Энергоатомиздат, 1984.
5. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкция и основы проектирования / М.И. Френкель. – Москва : Машиностроение, 1969.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Значение энергии неоспоримо в процветании и дальнейшем развитии страны. В современном мире сложно найти хотя бы одну область деятельности, которая не требует энергии для комфортной жизни человека. За весь период существования нашей цивилизации многократно наблюдалась смена источников энергии на новые, более совершенные. Последующий источник энергии становился значительно мощнее.

Основой энергетики во всем мире, по мнению ученых и исследователей, на протяжении длительного периода времени будет оставаться теплоэнергетика. При этом не исключено сокращение потребления традиционных топлив на тепловых электрических станциях. Предполагается стремительный рост и развитие технологий нетрадиционных источников энергии, таких как энергия солнца, геотермальная и ветроэнергетика. Несмотря на это функционирование объектов энергетики будущего невозможно без оборудования по генерации пара, устройств для подачи теплоносителей и рабочих тел и т. д.

Представленные в учебно-методическом пособии материалы охватывают широкий спектр направлений их использования при проектировании новых или повышении эффективности действующих объектов и оборудования теплоэнергетики.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ОТЧЕТА

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1. Структура студенческих работ

1.1. Работа в общем случае должна содержать:

- текстовый документ (ТД);
- графический материал.

Необходимость графического материала определяется заданием и условиями защиты работы;

1.2. ТД должен включать в указанной ниже последовательности:

- титульный лист;
- заглавный лист (на котором размещается оглавление);
- цели и задачи работы;
- введение;
- основную часть;
- заключение
- список использованных источников.

2. Требования к оформлению текстового документа (ТД)

ТД – **должен** быть выполнен на белой бумаге формата А4 (210 × 297 мм), размер шрифта 14 пт, Times New Roman.

Текст ТД **следует** выполнять, соблюдая **размеры полей**: левое – 30 мм, правое – 10 мм, верхнее – 20 мм, нижнее – 20 мм. Абзацы в тексте начинают отступом, (15 мм). Выравнивание – по ширине.

Деление текста ТД

Текст ТД разделяют на **разделы, подразделы, пункты**. Пункты, при необходимости, могут быть разделены на **подпункты**.

Каждый раздел ТД рекомендуется начинать с нового листа (страницы).

Разделы должны, иметь порядковые номера в пределах ТД, обозначенные **арабскими цифрами**.

Иллюстрации

Количество иллюстраций, помещаемых в ТД, должно быть достаточным для того, чтобы придать излагаемому тексту ясность и конкретность.

Все иллюстрации (схемы, графики, технические рисунки, фотографические снимки, осциллограммы, диаграммы и т. д.) именуется в тексте рисунками и нумеруются сквозной нумерацией арабскими цифрами по всему ТД.

Допускается нумерация рисунков в пределах каждого раздела. Тогда номер иллюстрации составляется из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенного точкой, например: **“Рис. 5.1”** (первый рисунок пятого раздела).

Иллюстрация располагается по тексту документа **сразу** после первой ссылки, если она размещается на листе формата **A4**. Иллюстрации следует размещать так, чтобы их можно было рассматривать без поворота документа или с поворотом по часовой стрелке (рис. 1).

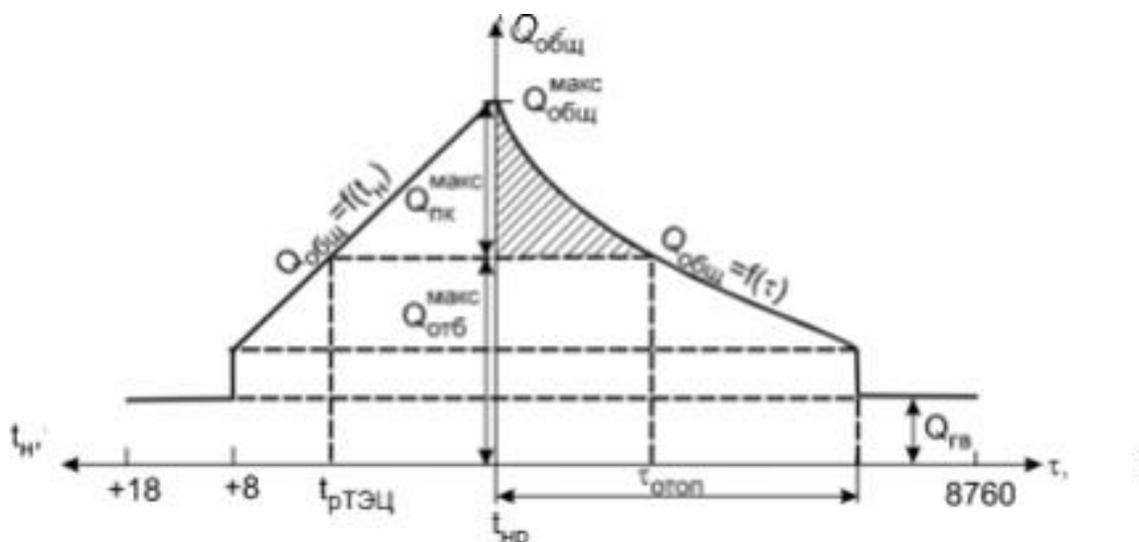


Рис. 1. Зависимость отопительной нагрузки от температуры наружного воздуха и график продолжительностей отопительных нагрузок

Построение таблиц

Таблица помещается в тексте сразу же за первым упоминанием о ней.

Таблицы, за исключением приведенных в приложении, имеют сквозную нумерацию арабскими цифрами по всему текстовому документу (ТД). Допускается нумерация таблиц в пределах каждого раздела, когда номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой. Например, третья таблица шестого раздела будет обозначаться «Таблица 6.3».

Надпись: «Таблица...» пишется над **левым верхним углом таблицы** и выполняется строчными буквами (кроме первой прописной).

Высота строк таблицы должна быть не менее 8 мм. При переносе части таблицы на другую страницу заголовки помещают только перед первой частью таблицы, над другими частями пишется слово «Продолжение» и указывается порядковый номер таблицы, если их несколько, например: «**Продолжение табл. 2.7.**»

Если цифровые данные в пределах графы таблицы выражены в одних единицах физической величины, то они указываются в заголовке каждой графы. **Включать в таблицу отдельную графу «Единицы измерений» не допускается.**

Графа «N п/п» в таблицу не включается.

Примеры выполнения таблицы:

Таблица 1 – Параметры пара и воды ПТУ

Точка процесса	Давление, МПа	h , кДж/кг
0	17,0	3200
П8	6,0	2780
К	0,004	2350

Если цифровые или иные данные в таблице не приводятся, то в графе ставится прочерк.

Нумерация листов ТД

Все листы ТД, включая приложения, должны иметь сквозную нумерацию. Первым листом является титульный лист. Номер листа проставляется в его правом нижнем углу. **На титульном листе номер НЕ проставляется.**

Учебное издание

ВОРОБЬЕВ Александр Владимирович
ГВОЗДЯКОВ Дмитрий Васильевич
ЛАВРИНЕНКО Сергей Викторович
МАТВЕЕВА Анастасия Александровна
СЛЮСАРСКИЙ Константин Витальевич

ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ И АТОМНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Учебно-методическое пособие

Издано в авторской редакции

Компьютерная верстка *О.Ю. Аршинова*
Дизайн обложки *Т.В. Буланова*

Подписано к печати 10.09.2020. Формат 60x84/16. Бумага «Снегурочка».
Печать CANON. Усл. печ. л. 6,63. Уч.-изд. л. 6,00.
Заказ **xxx-20**. Тираж 100 экз.



Издательство

ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ